

内燃机先进技术译丛

 Springer

内燃机设计

Verbrennungsmotoren

原书第6版

[德] 爱都瓦尔多·科勒尔 (Eduard Köhler) 著
鲁道夫·富利尔 (Rudolf Flierl)

中国第一汽车股份有限公司技术中心 组译

张建强 等译

李骏 主审校 / 侯福建 等审校



 机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS

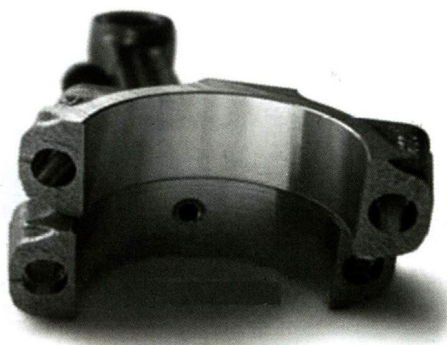
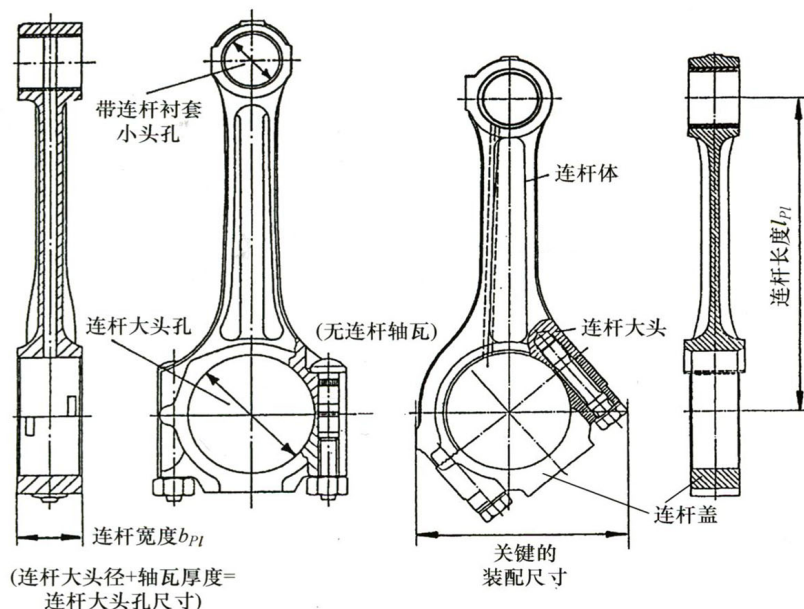


图 4.1-1 连杆的主要尺寸(上): 直切口连杆(左, 乘用车用)及斜切口(右, 商用车用), 引自文献 [C12]; 涨断式连杆(中)(出处: Corus Engineering Steels, Rotherham S60 1DW UK); 传统的工字形截面连杆与赛车上转 90° 方向的工字形截面连杆(出处: Carillo Industries, San Clemente, CA(USA))

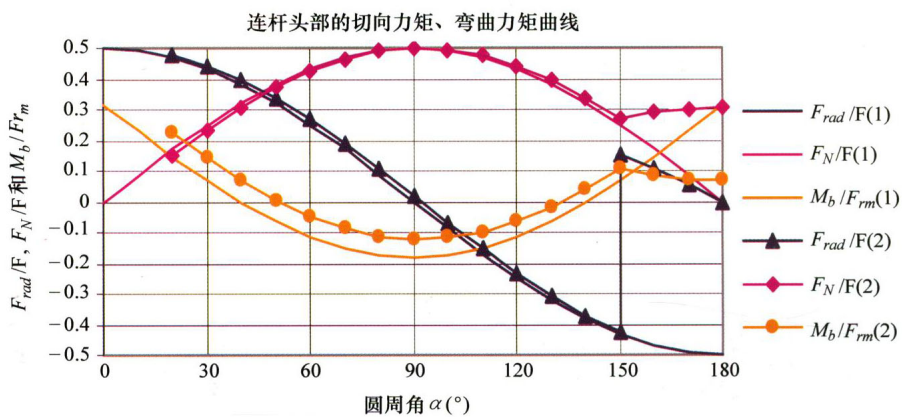
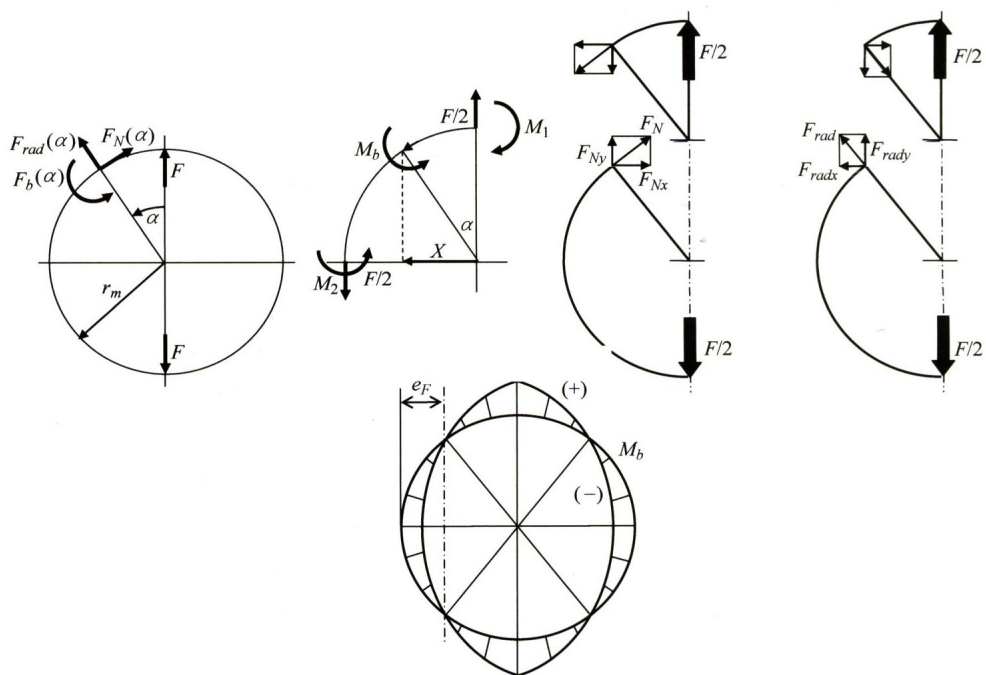


图 4.1-7 环形模型的切向力及切向力矩，弯曲力矩曲线（上）；简化环形模型的径向力与法向力以及弯曲力矩曲线的比较（标识：（1）按照文献 [C12] 使用昂贵的连杆代用模型（标识：（2））（下）

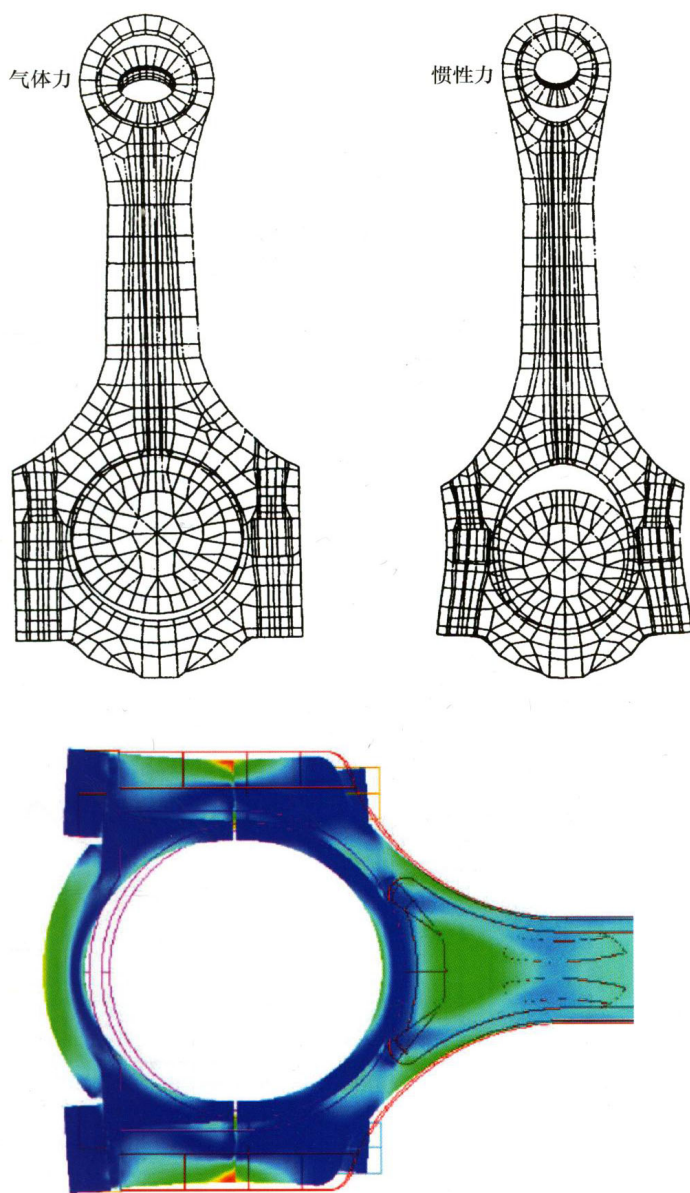


图 4.1-11 在气体及惯性力作用下连杆的变形^[C17] (上)；
连杆大头在惯性力作用下的变形以及应力分布云
图 (按“冯米色斯”比较应力；“红”表示高，
“绿”表示中及“蓝”表示低负荷)^[C18,C19] (下)

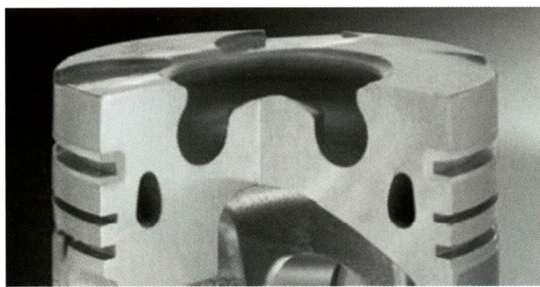
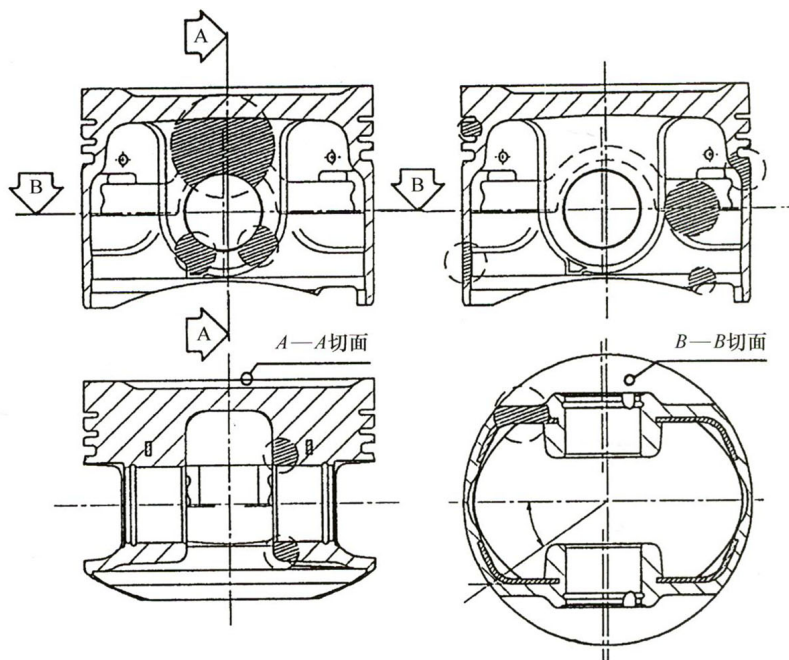


图 4.2-1 活塞上的高负荷区域（示例显示的是传统汽油发动机经过技术优化带防胀钢片的活塞）（上）；乘用车直喷柴油发动机的具有避阀坑的燃烧室边缘（下）（施密特活塞有限公司资料）

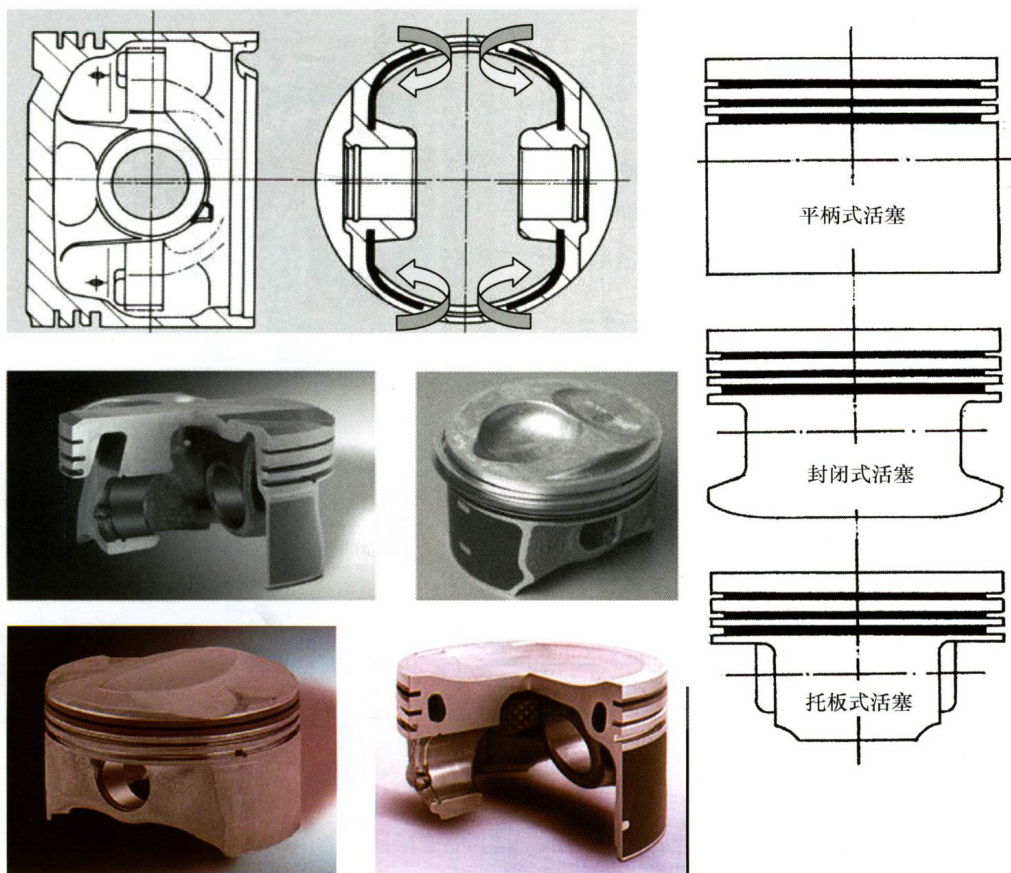


图 4.2-9 在按此原理起作用的调节活塞上的双金属效应的意义（上）；活塞设计的原则区别，在此根据活塞裙部的形式（右）；现代的单金属轻型活塞 (LiteKS® 形式)（中左）；直喷汽油发动机活塞（第 1 代及第 2 代，缸壁 / 气道混合气形成）（中中及下左）；增压汽油发动机用冷却槽活塞（下中）（插图取自施密特活塞公司技术资料中的活塞示例）

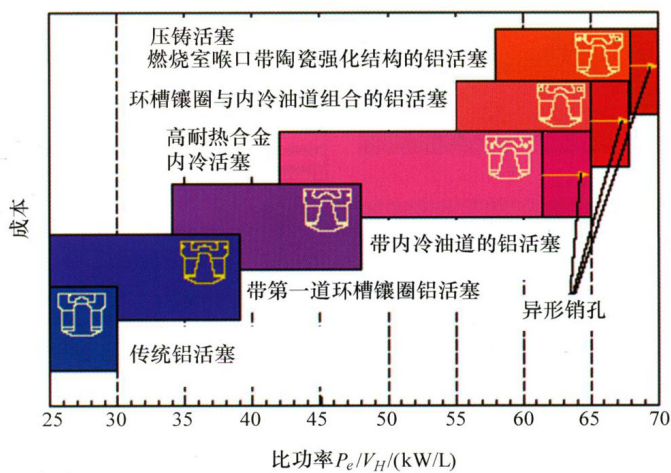
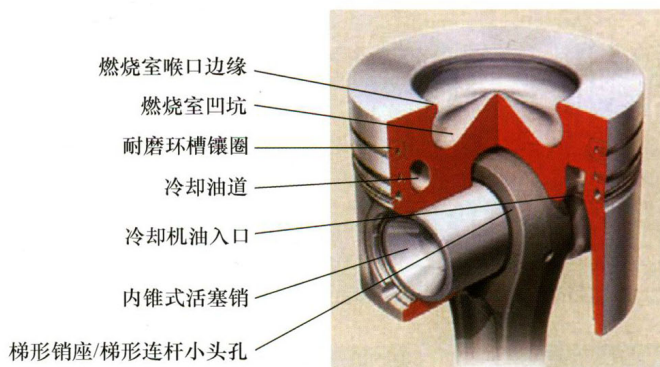


图 4.2-10 当代乘用车柴油机活塞结构特征 (见 [C40]) (上)；乘用车直喷柴油发动机用不同活塞方案的比功率极限 (下左)；奥迪 2.5L V6TDI 用活塞示例 (下右) (引自施密特活塞公司资料)

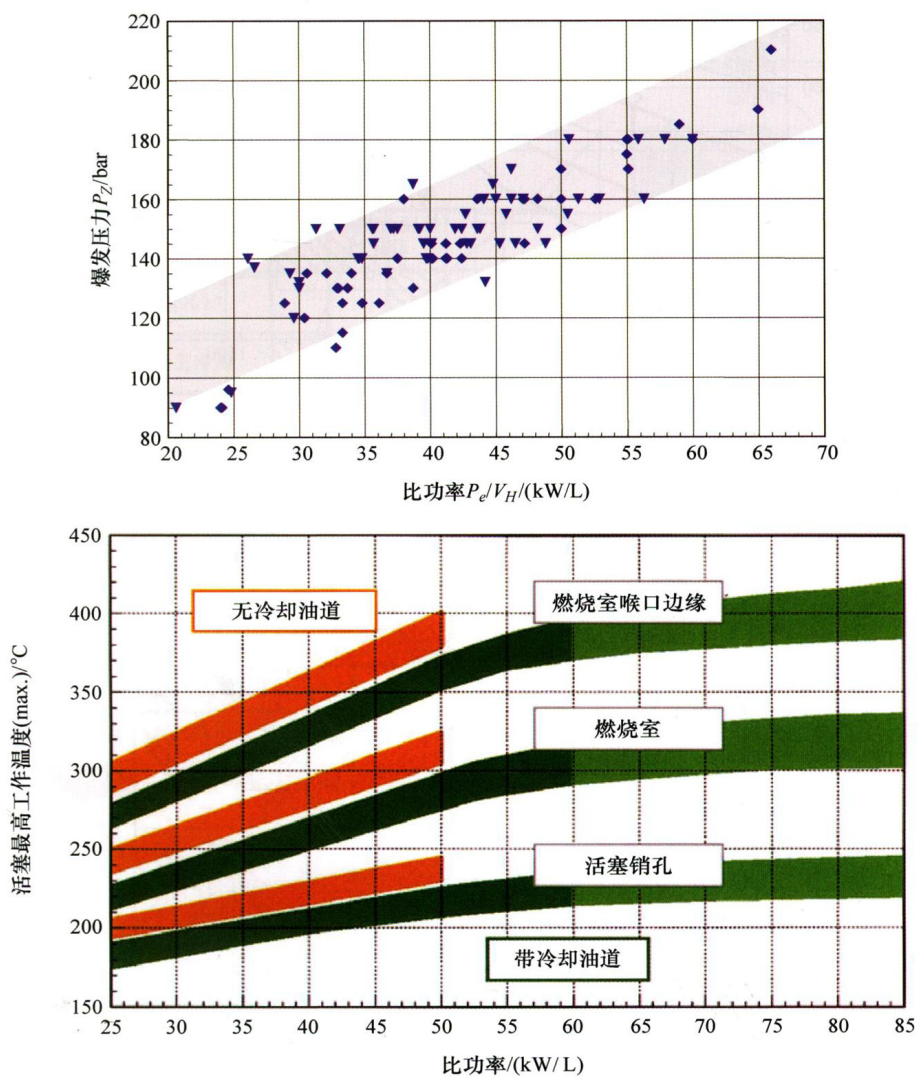


图 4.2-11 乘用车柴油发动机爆发压力与比功率之间的相互关系（上）（引自施密特活塞公司资料）；取决于比功率的带或不带冷却油道的活塞温度（见 [C36]）（下）

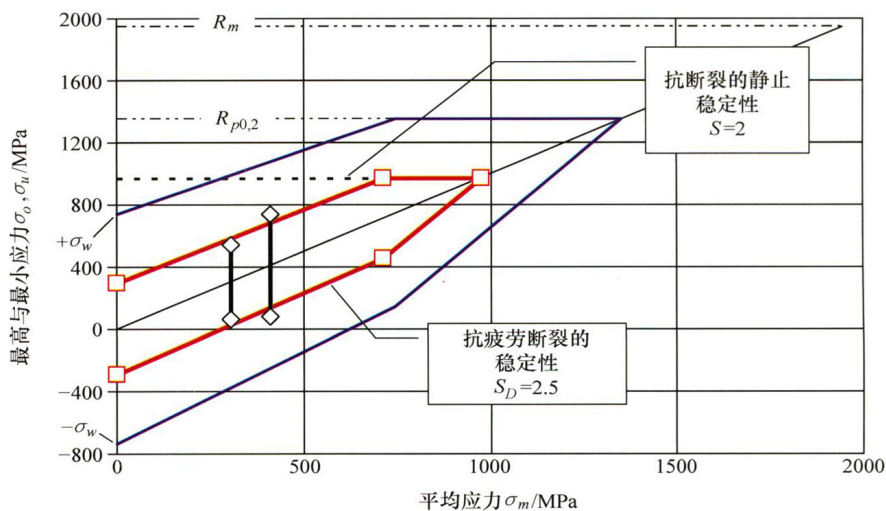


图 4.2-25 活塞销材料 17Cr3 和 16MnCr5 的疲劳强度图示, 适用于表面渗碳;
附加显示: 活塞销全浮装配与半浮动装配不同的两个示例

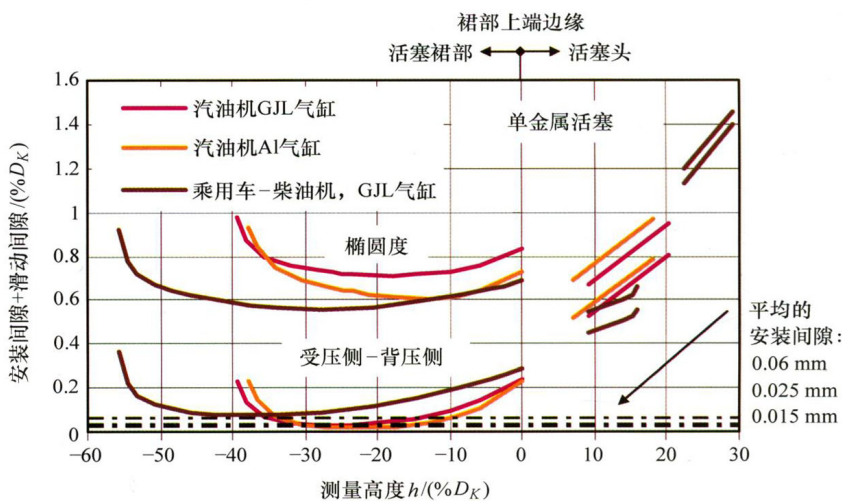
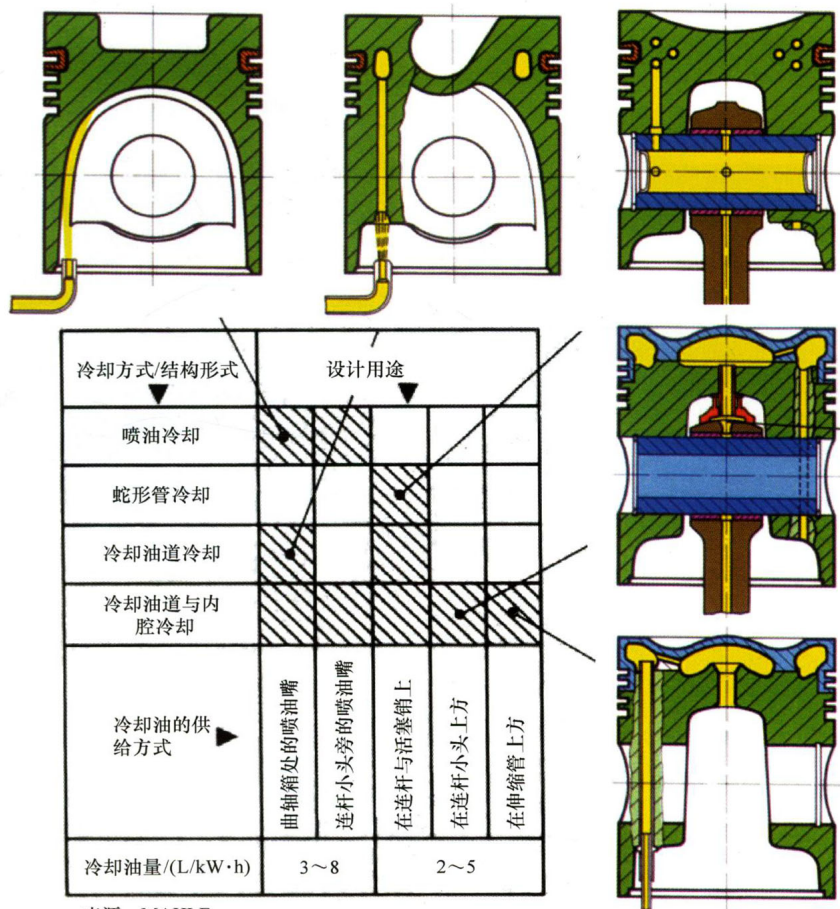


图 4.2-28 以乘用车发动机用单金属活塞为例的不同类型的燃烧方式以及气缸体 / 气缸材料对活塞安装间隙及滑动间隙的影响; 间隙的近似值为活塞直径的百分比 (注释: 考虑到气缸不同的热膨胀的两个汽油发动机活塞裙部范围区别, 即在头部范围总是符合个性设计的要求, 但绝不是其原理本性)



来源: MAHLE

图 4.2-34 活塞润滑油冷却的原理 (引用自 [C32])

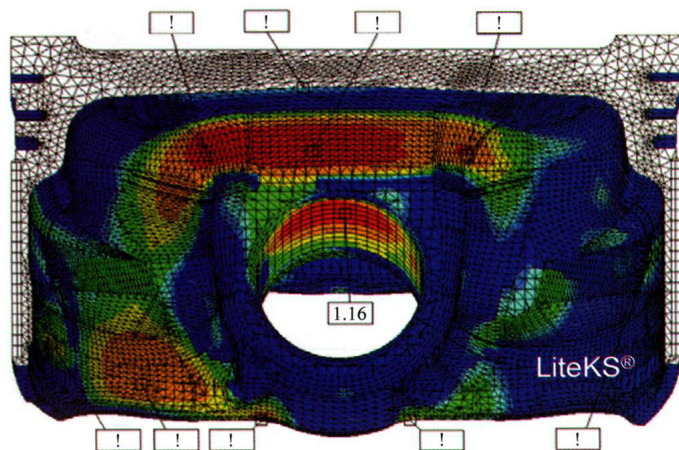


图 4.2-35 以现代汽油发动机用轻型结构活塞 (LiteKS®) 为例在确定的设计负荷下针对过负荷的局部安全性的分布 (“红色”关键, “黄-绿色”较大的安全性, “蓝色”较小的负荷) (引自施密特活塞有限公司的技术资料)



图 4.3-8 “FO” 具有可变径向尺寸的活塞环形式

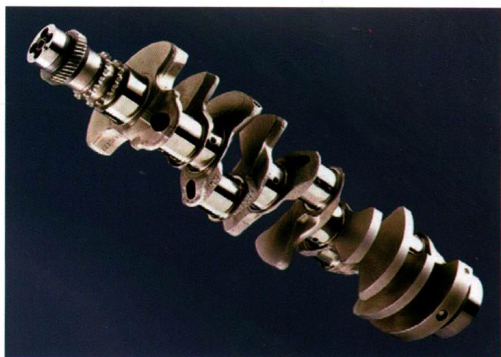


图 4.4-1 宝马 V10 汽油发动机曲轴

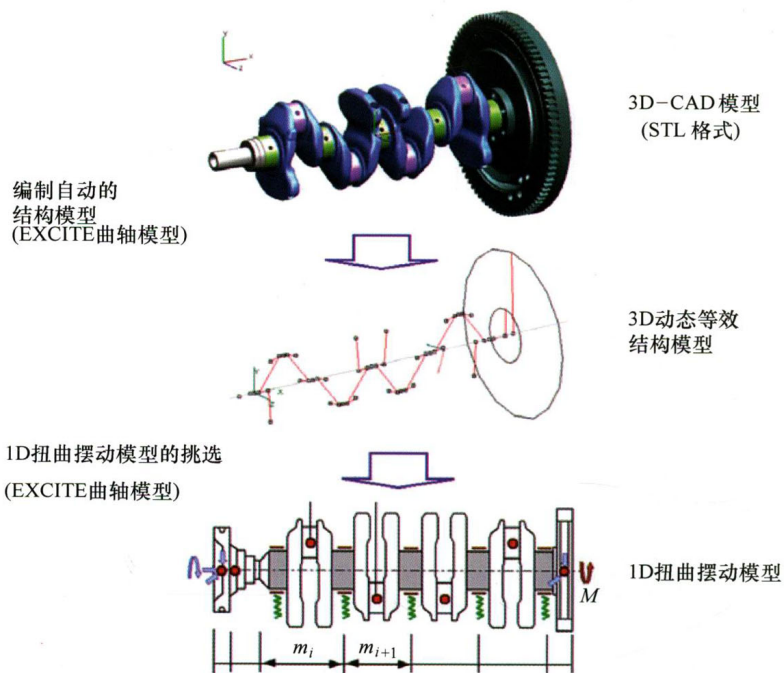


图 4.4-15 模型概述：应力及动态计算用曲轴代用模型

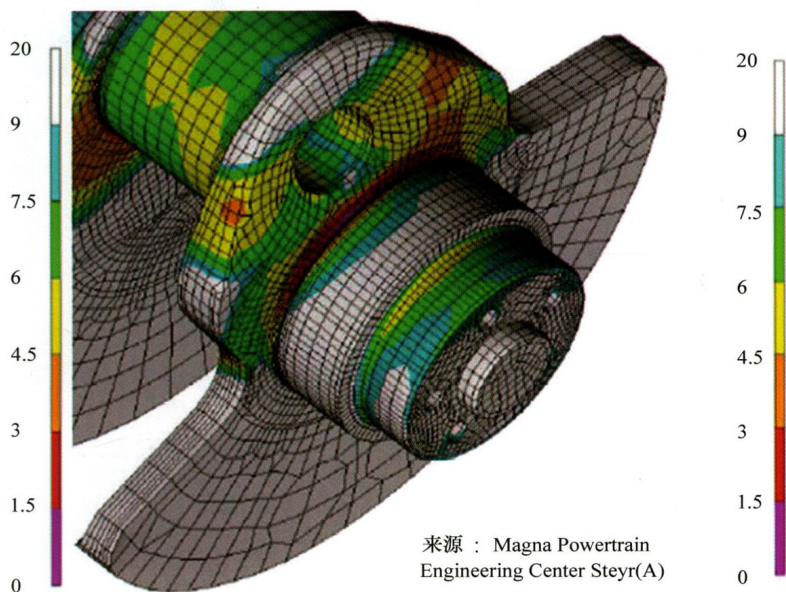


图 4.4-18 通过局部的安全系数表达曲轴的疲劳强度（引自 [E43]）

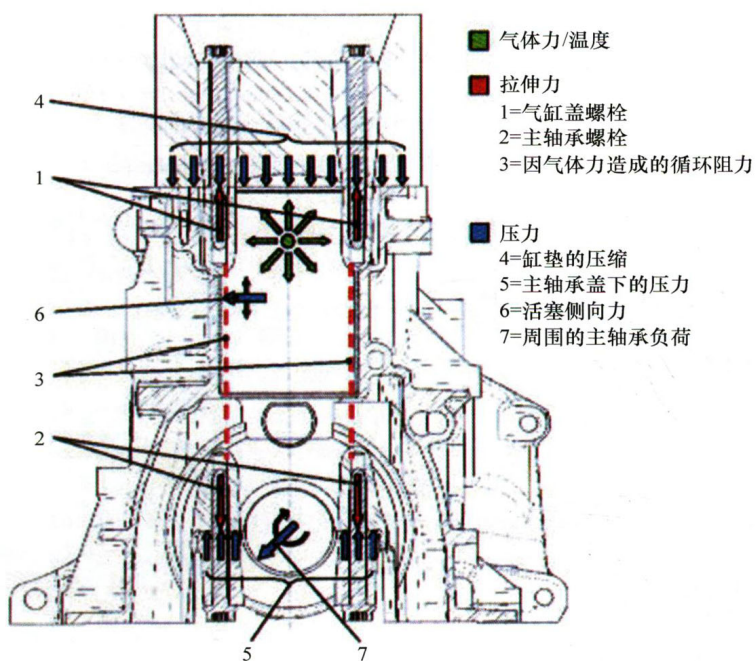


图 4.5-1 气缸体中的负荷 [F1]

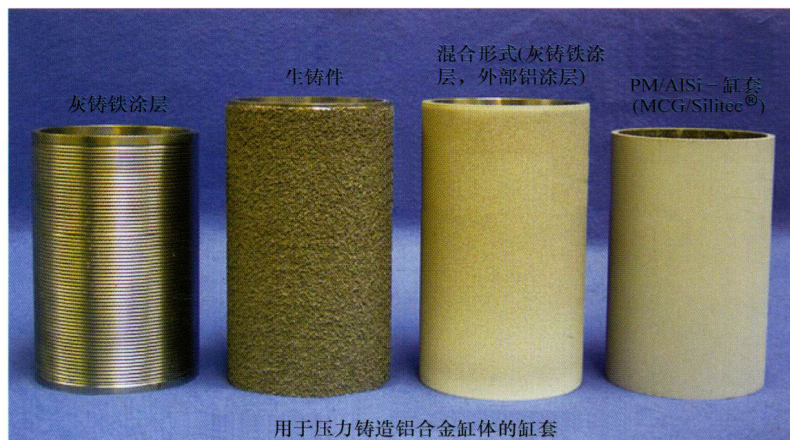


图 4.5-5 用于浇铸在压铸件中的不同的气缸孔摩擦面的形式（上）以及用于热套装及插入式的缸套（下）；插入式湿缸套（右下）

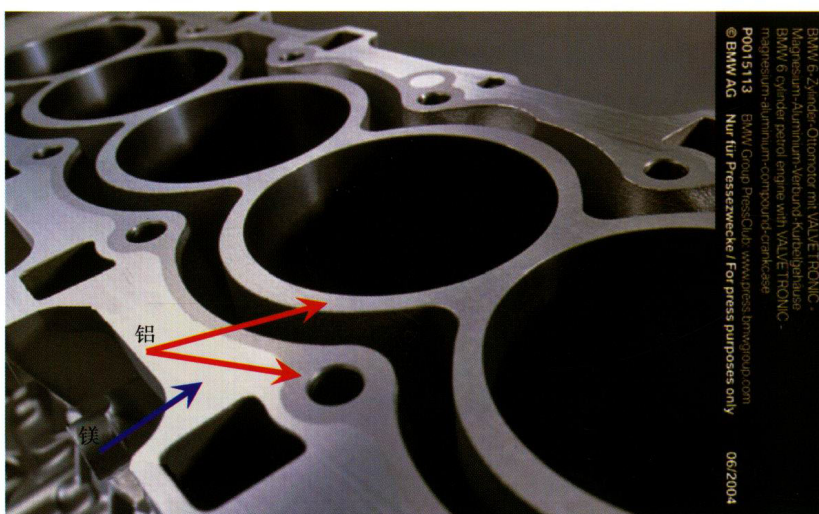


图 4.5-7 镁-铝复合气缸体曲轴箱^[F5]

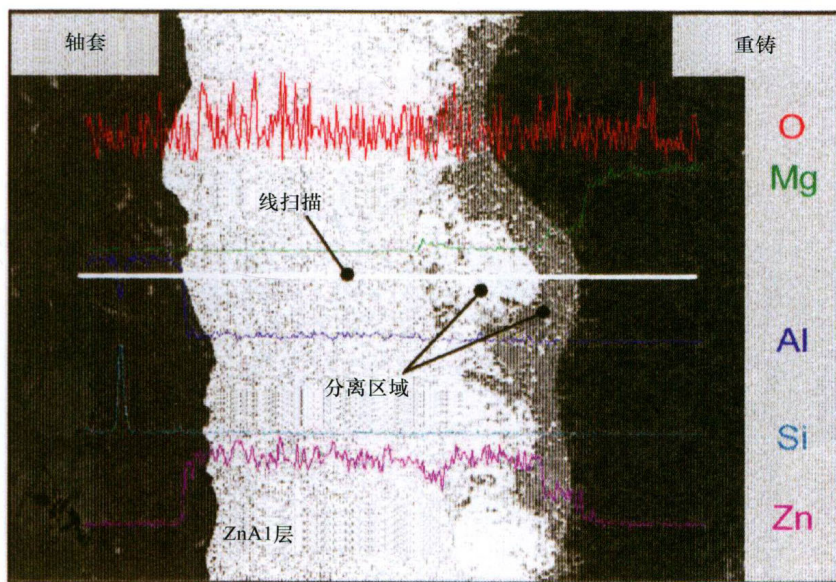


图 4.5-8 连接层^[F1]

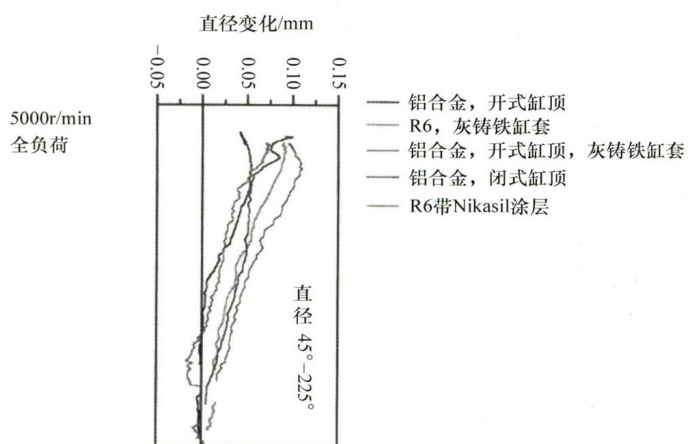


图 4.5-10 点燃式发动机中的缸套变形^[F7]

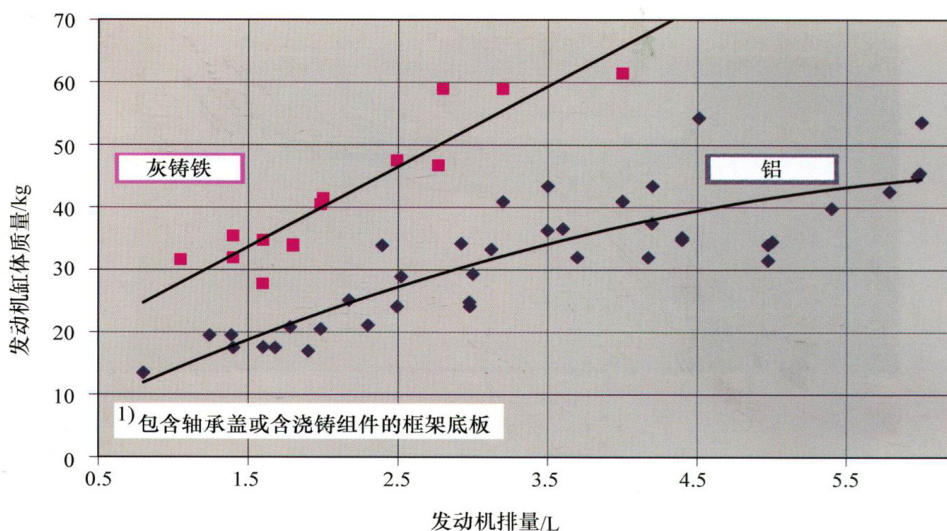


图 4.5-29 考虑到材料与排量相关的气缸体质量（单个点代表量产发动机的气缸体质量）随着铸造工艺的继续发展，在此期间灰铸铁可以减轻质量 10%~15%（蠕墨铸铁），但是由于非常薄壁的结构上的挠曲问题通过功能要求已确定达到极限，至少 10% 总质量的潜能蕴藏在缸体壁厚公差中，此处问题在于砂型及砂芯位置精确的定位。减少铸型的组成部分（意味着必然采用明显很大的并且很复杂的砂型及砂芯）的方案是由 AVL 公司提出的建议。不同铸造工艺的轻量化的潜能是由表 4.5-3 中得出的结论（此处为铝的经验值；不一定必须与相关标准的要求一致）。

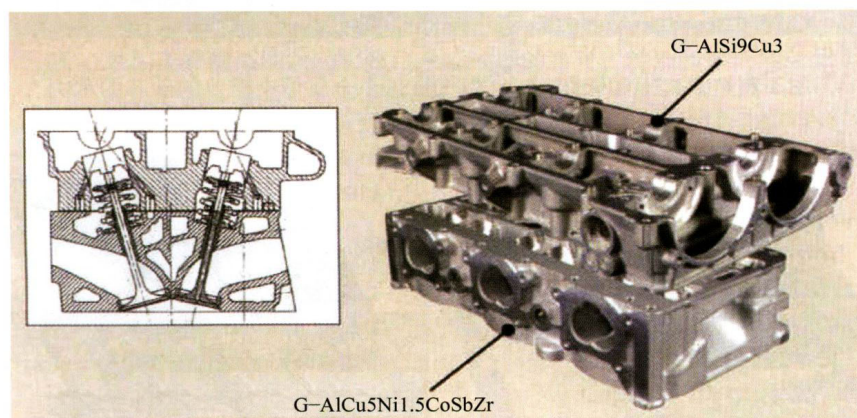
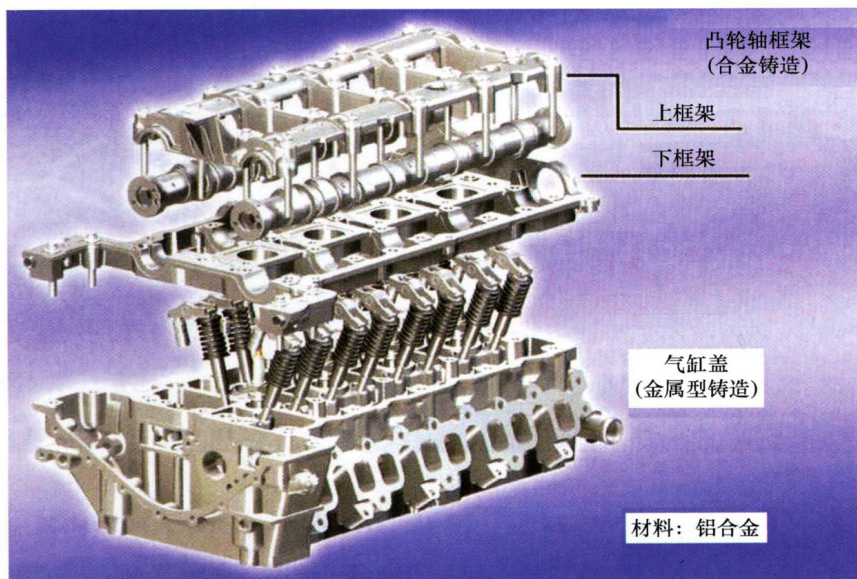


图 4.6-3 分体结构的乘用车汽油发动机气缸盖；由于成本原因凸轮轴框架采用铝压铸形式（上，戴姆勒）^[G4]；高热负荷气缸盖本体选用耐高热的铝铜特种合金（下，保时捷）^[G5]



图 4.6-10 乘用车柴油发动机气缸盖水套围绕喷油器处具有精益设计的环形水套 [G35]

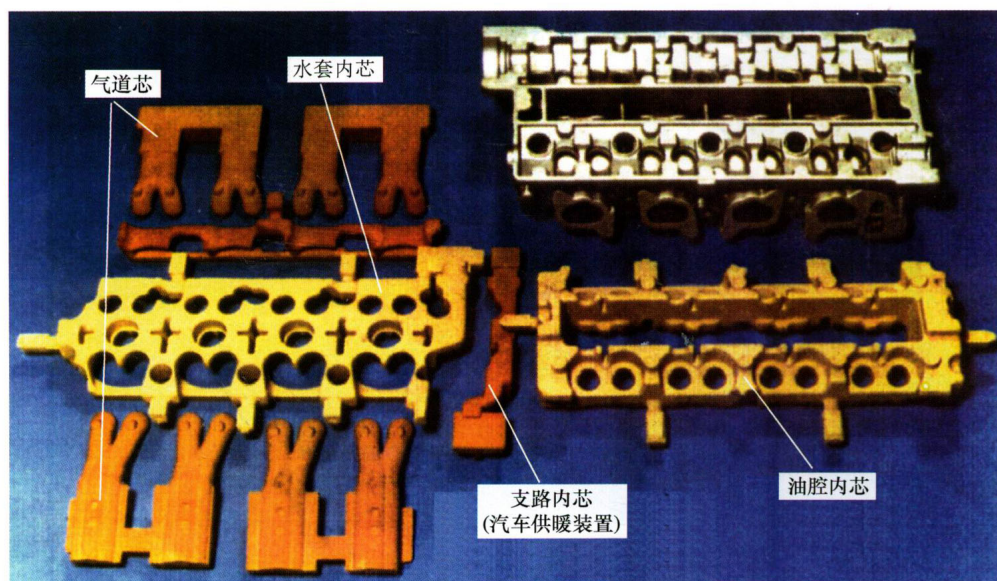


图 4.6-11 用于制造 R4 汽油发动机四气门气缸盖在金属型中需要的砂芯的示例

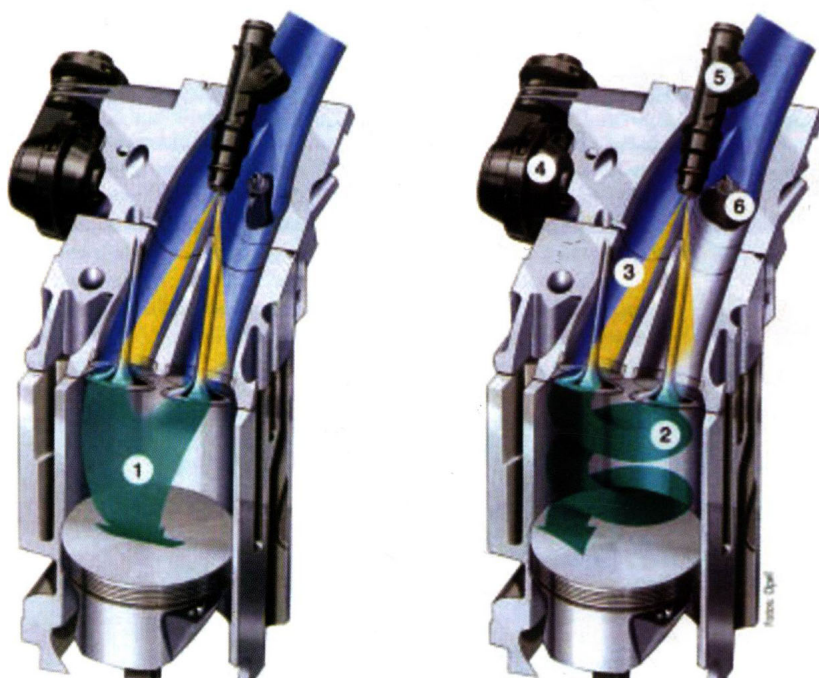


图 4.6-14 “双进气道技术” – 气道切断原理 (G42)

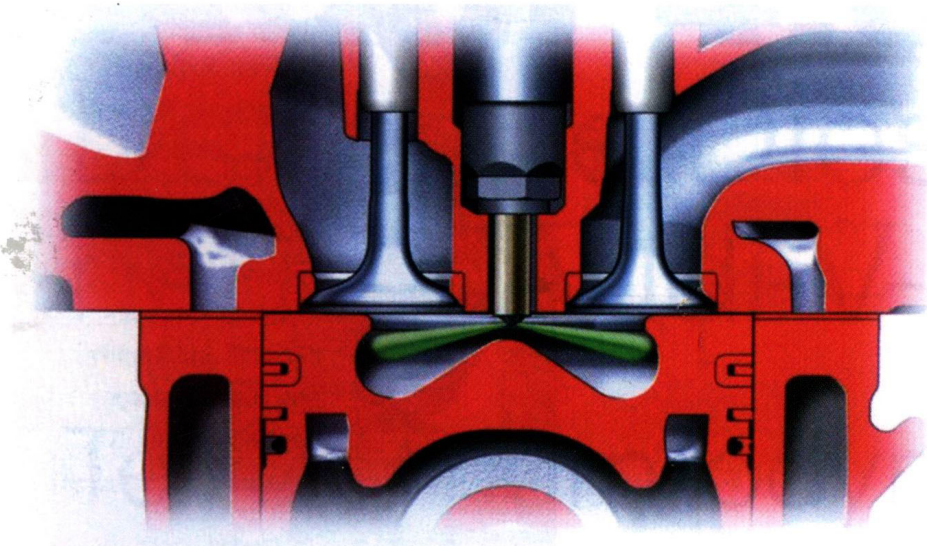
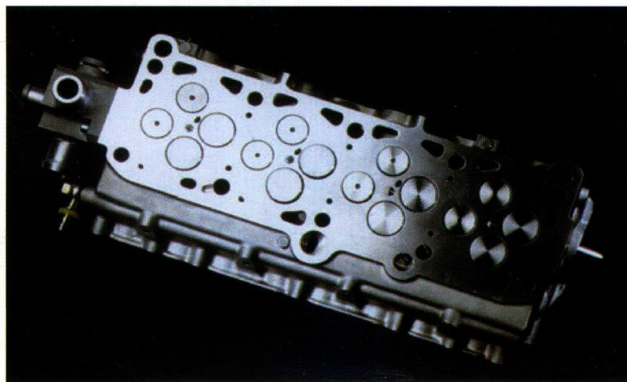
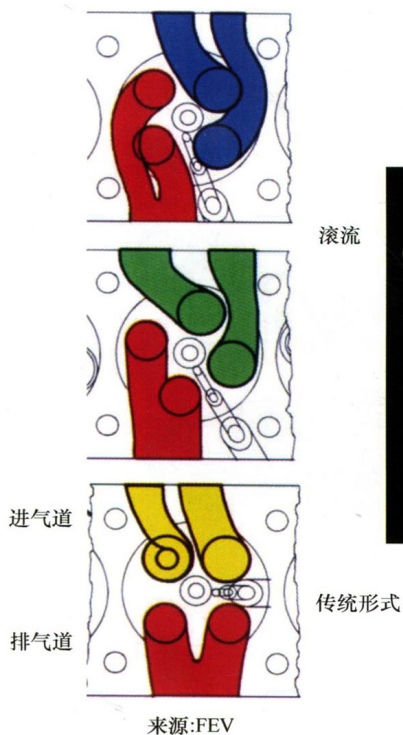


图 4.6-17 乘用车直喷柴油发动机气门及喷油器的布置，特别强调活塞顶部 ω 形燃烧室及喷油射束 ^[G45]



来源:FEV

图 4.6-18 具有四气门的乘用车直喷柴油发动机的通常及旋转的气门位置 ^[G49]

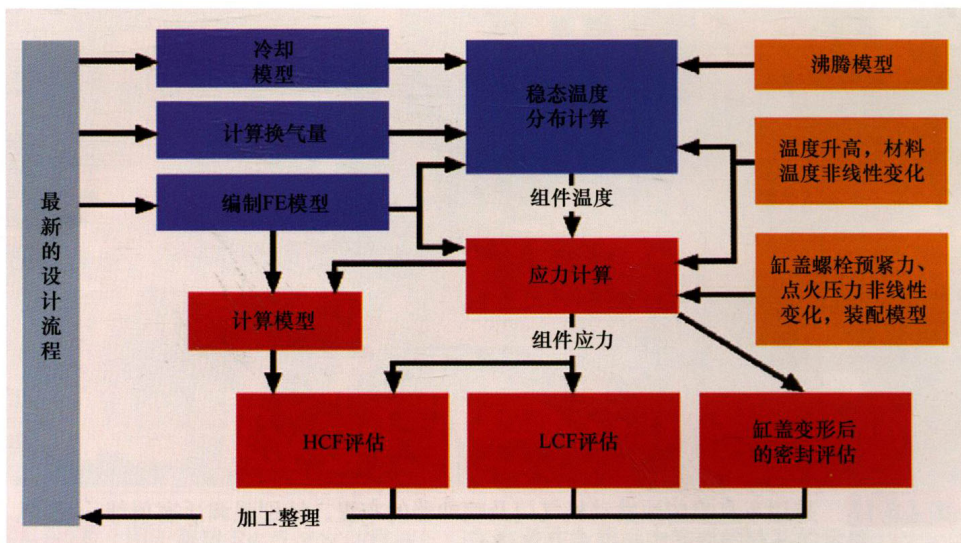


图 4.6-22 气缸盖设计过程及分类^[G27]

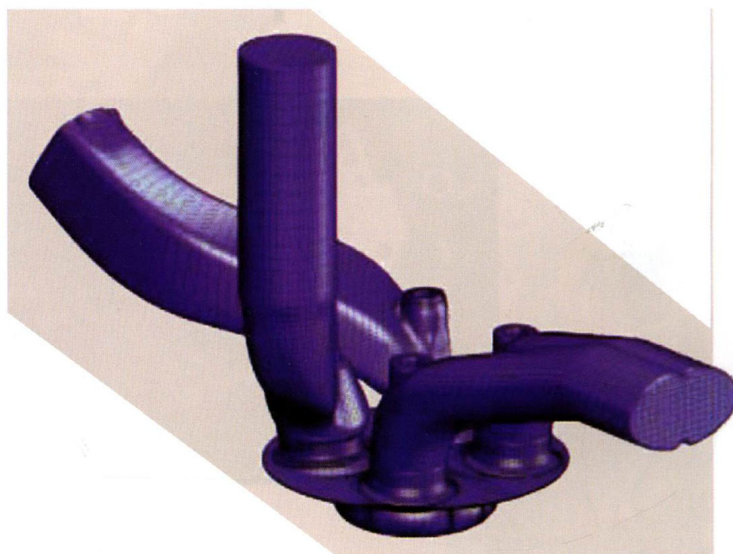


图 4.6-24 “瞬态” 3D-CFD 完全模型

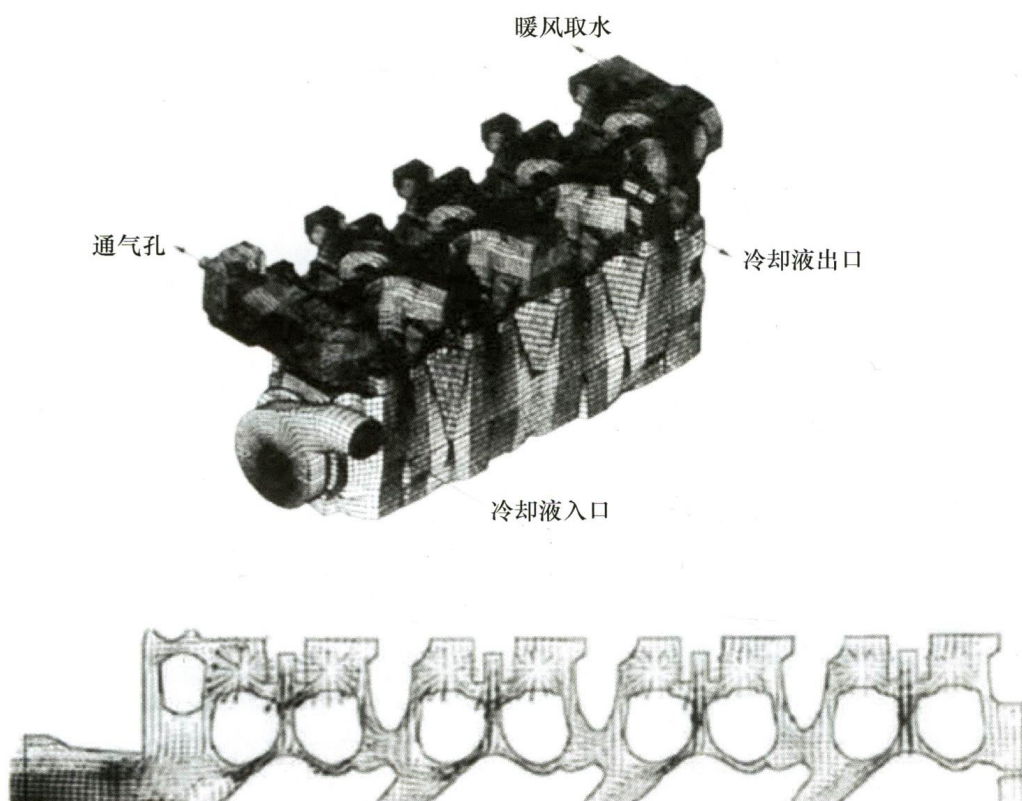
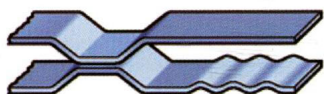


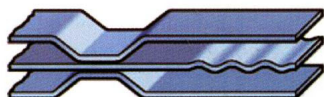
图 4.6-25 流体及冷却液研究用气缸体及气缸盖水套的总模型（上图）^[G56]；底板区域的冷却液流（下图）^[G47]



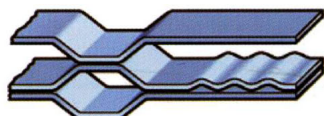
用于紧凑型汽油发动机带有硬波纹压波的一层气缸垫，压波高度0.06mm



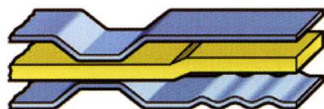
用于具有高弹性需求的汽油发动机带有较低安装厚度的二层气缸垫，特别经济的方案



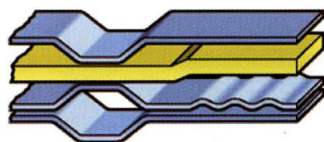
用于具有高弹性需求的汽油发动机带有中等安装厚度的三层气缸垫，翻边后面可以有波纹，该设计允许不同材料组合



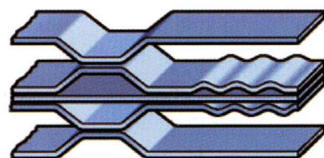
用于具有最高弹性要求的大功率汽油发动机的三层气缸垫，密封间隙分布在3个主动层上



汽油及柴油发动机用三层气缸垫，可变安装厚度 $>0.9\text{mm}$



用于具有高燃烧压力及提高弹性要求的柴油发动机的四层气缸垫，可变安装厚度 $>1.2\text{mm}$ ，密封间隙分布在3个主层上



用于具有高动态弹性要求的大功率柴油发动机的五层气缸垫，具有最大结构设计可能性的双面压波；可变安装厚度 $>1.2\text{mm}$ ，密封间隙分布在4个主动层上

图 4.7-2 金属层及多层钢制气缸垫 (MLS)；此处波纹压波结构用于不同的发动机需求 (引自 [H6])

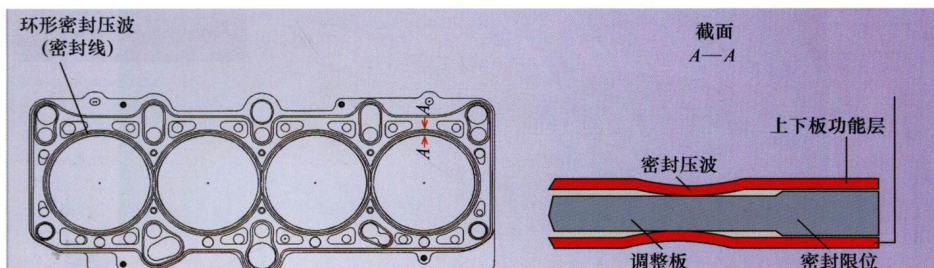


图 4.7-3 金属层及多层钢制气缸垫 (MLS) 的构造及作用方式 [此处带有密封压波 (完全压波) 的两个功能层, 由一个密封限位层分隔] (引自 [H8])

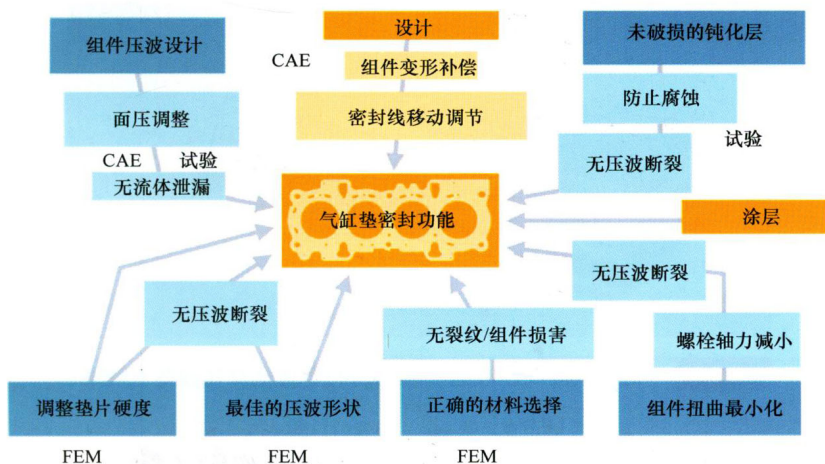


图 4.7-4 金属层及多层钢制气缸垫 (MLS) 设计流程 (引自 [H7])

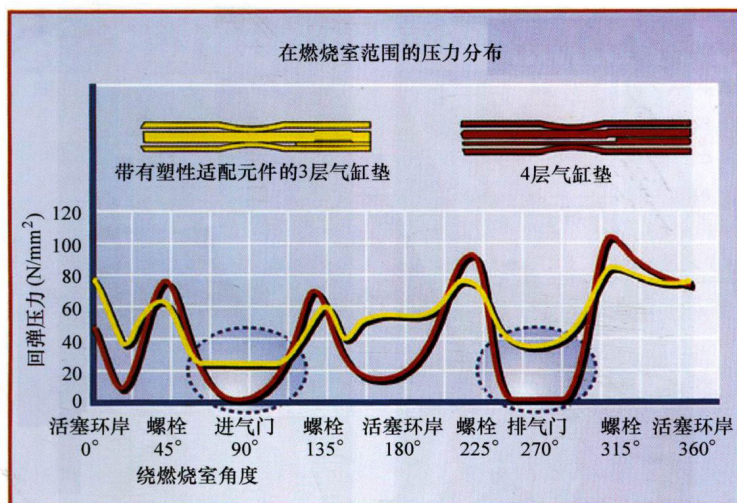


图 4.7-5 不同构造金属层及多层气缸垫 (MLS) 在燃烧室区域的压力分布 (引自 [H7])

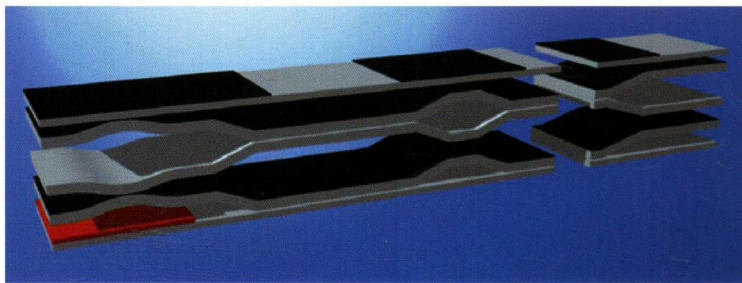


图 4.7-6 带有附加连接燃烧室半镶边的 BOSTEC 气缸垫的结构
(引自 [H16])

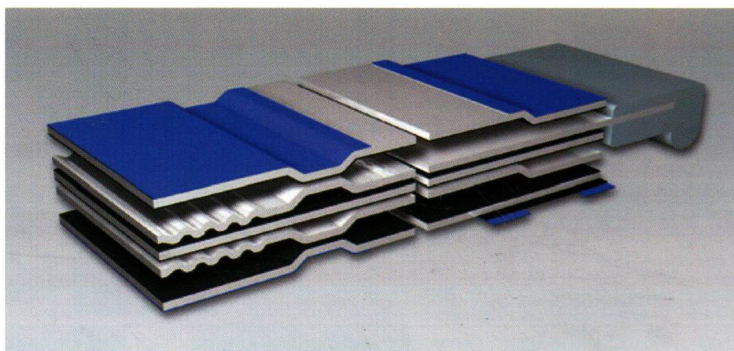


图 4.7-7 带有双波纹压波的 5 层结构的金属层及气缸垫 (MLS)
(引自 [H17])

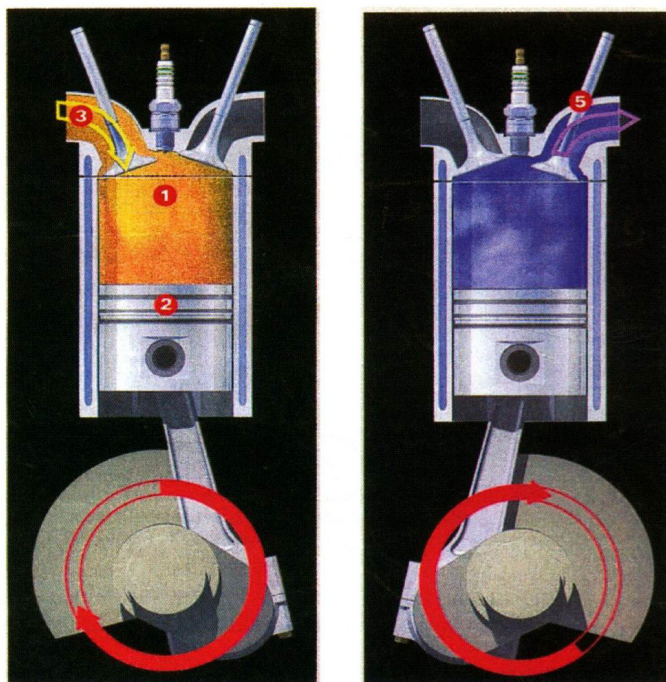


图 5.1-1 换气：左为进气；右为排气（文献 [I1]）

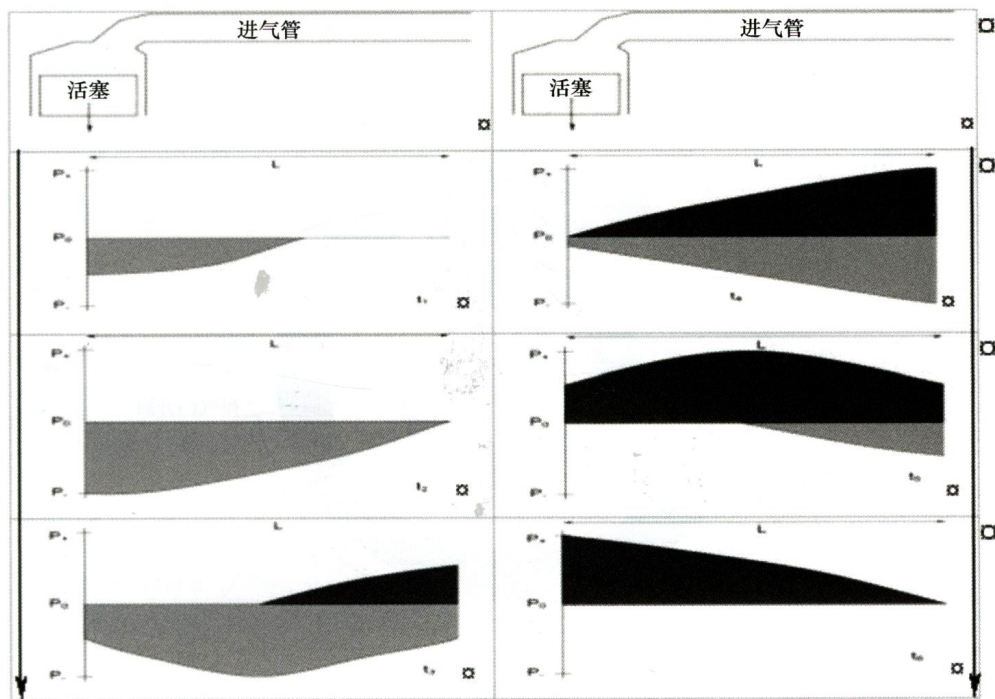


图 5.1-4 四冲程发动机进气装置中的气体振动

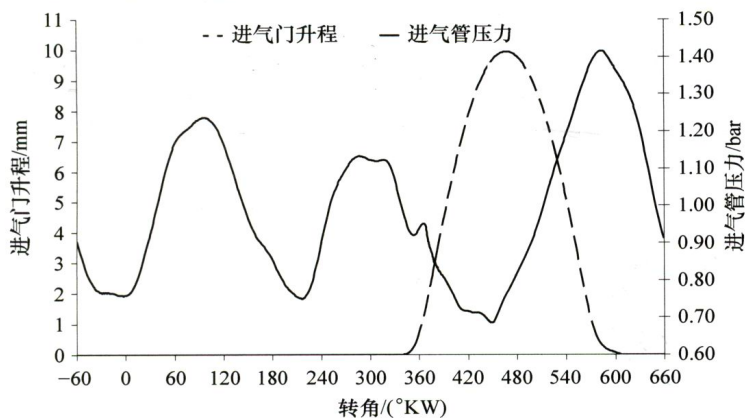


图 5.1-5 进气门前的压力振动，GT-Power 节流工况的计算

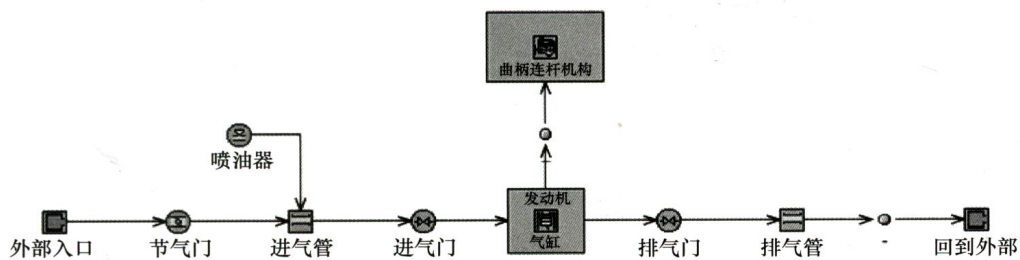


图 5.1-10 简单的一维发动机模型（软件：GT-Power）

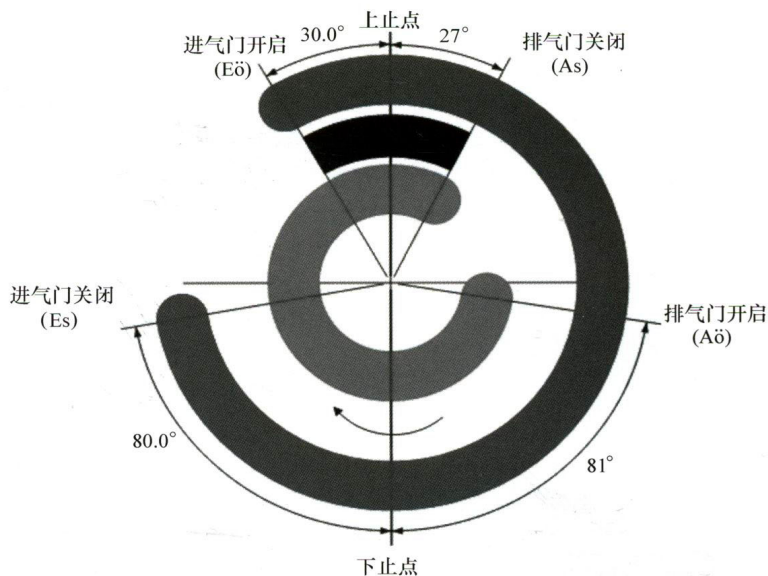


图 5.1-12a 20 世纪 60 年代保时捷 F1 赛车发动机 (吸气式发动机)
(大气门重叠角, 可用于量产发动机) ^[113]

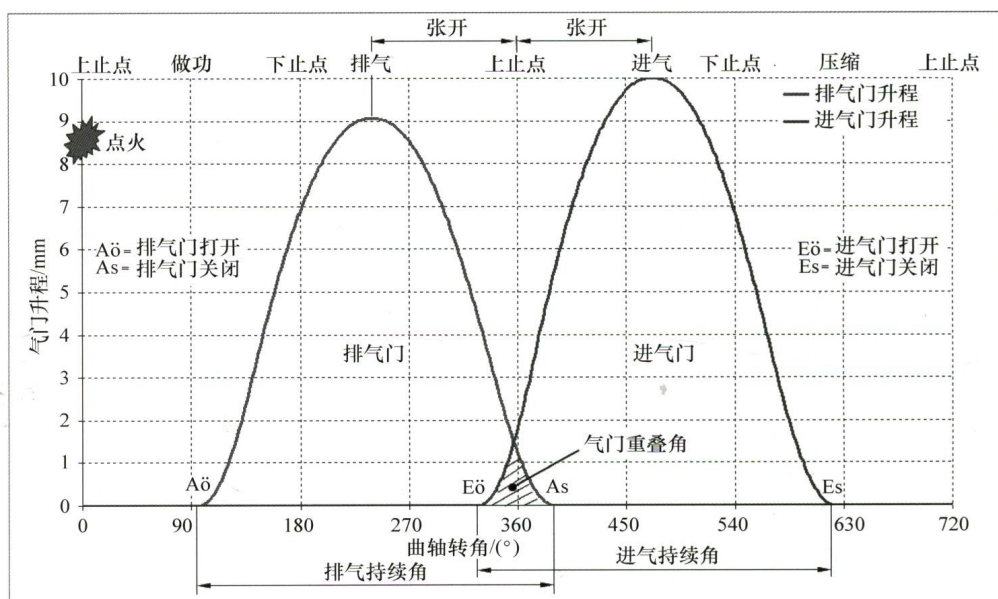


图 5.1-12b 四冲程发动机气门升程曲线

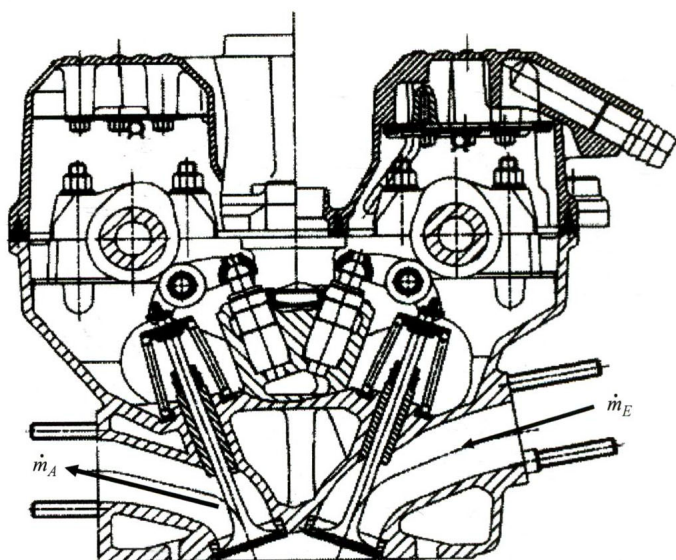


图 5.1-19 滚轮摇臂式配气机构^[13]

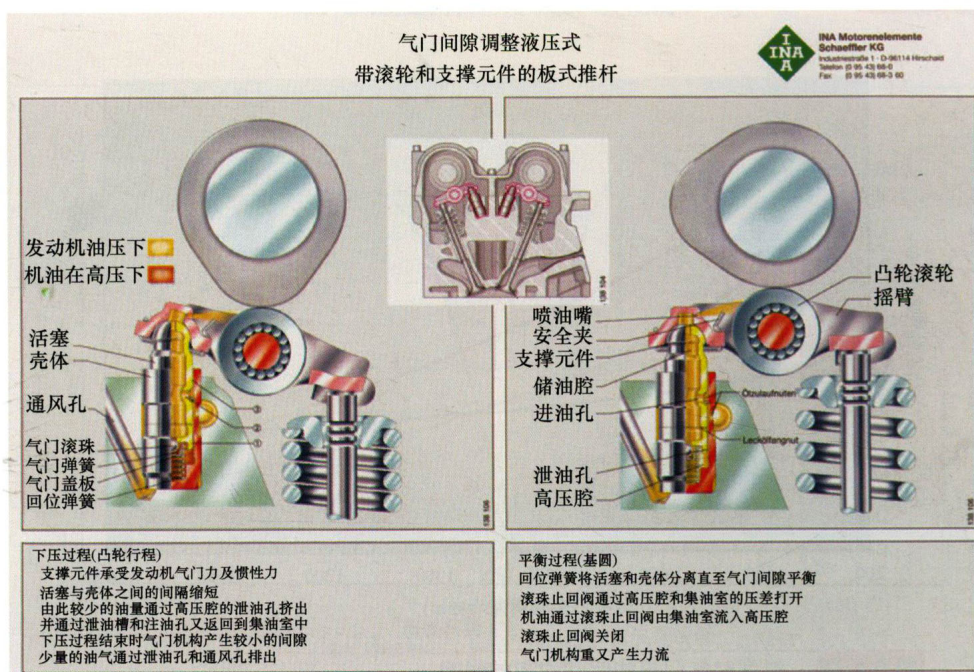
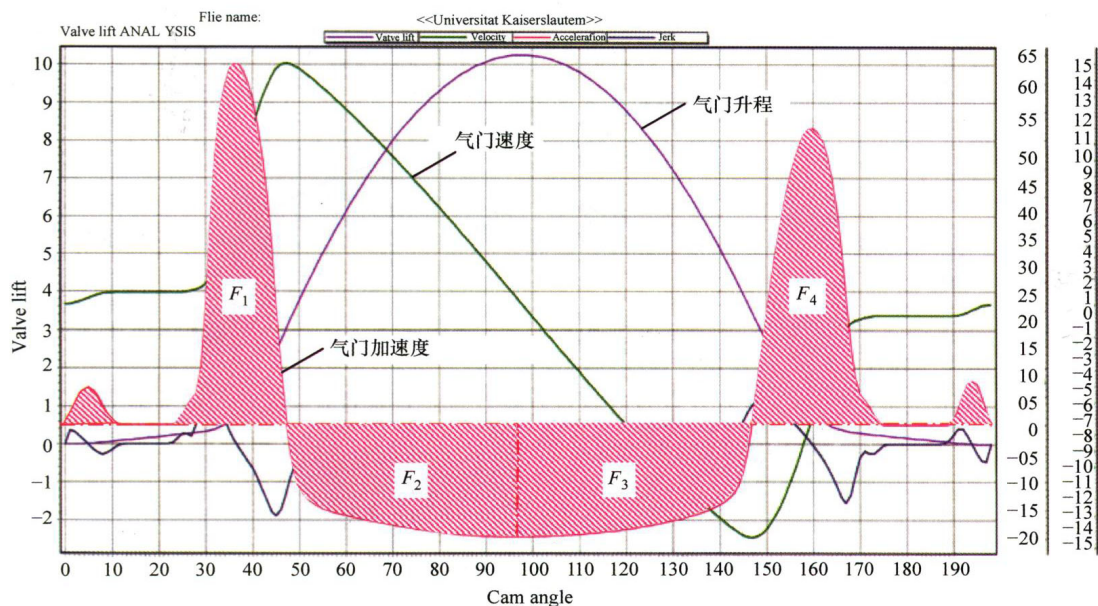


图 5.1-20 INA 公司的液压气门间隙调节器



Max Lift	10.2500mm at 98°	Integral 0.5mm lift:	832.36mm ²	Length of Ramp Open:	24°
Vel.max	14.9680mm/rad	Width of lift 0.5mm:	130.00°	Height of Ramp Open:	0.24mm
Vel.mix	-14.4095mm/rad	Width of lift 1.0mm:	120.00°	Length of Ramp Close:	24°
Acc.max1:	63.2900mm/rad ²	Width of lift 2.0mm:	110.00°	Height of Ramp Close:	0.24mm
Acc.max2:	52.0748mm/rad ²	Width of lift total:	198.00°	Left area:	50.62% of area total
Acc.min:	-19.6320mm/rad ²	Width without ramps:	151.00°	Right area:	49.36% of area total

图 5.1-28 加速度曲线

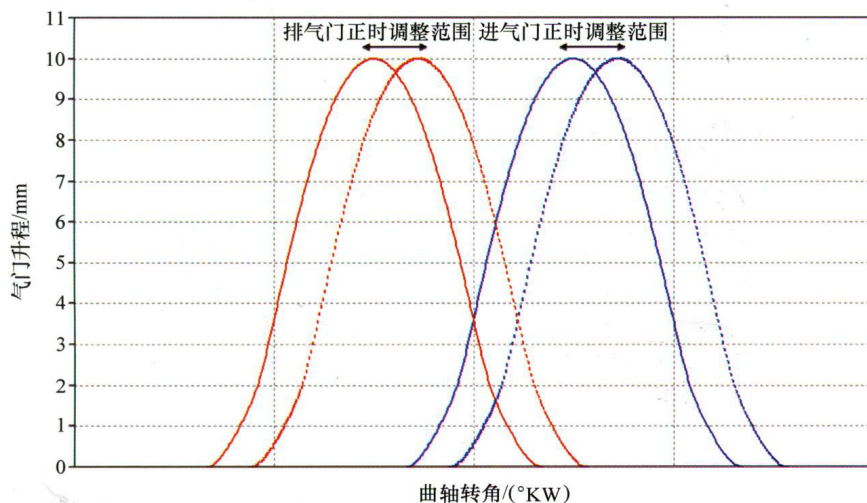


图 5.1-30 可变配气正时调整图

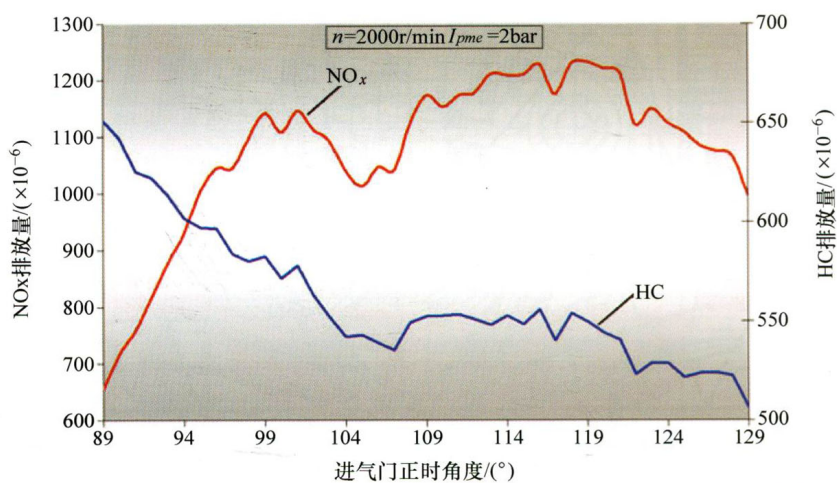


图 5.1-31 调整气门正时 HC 和 NO_x 排放影响

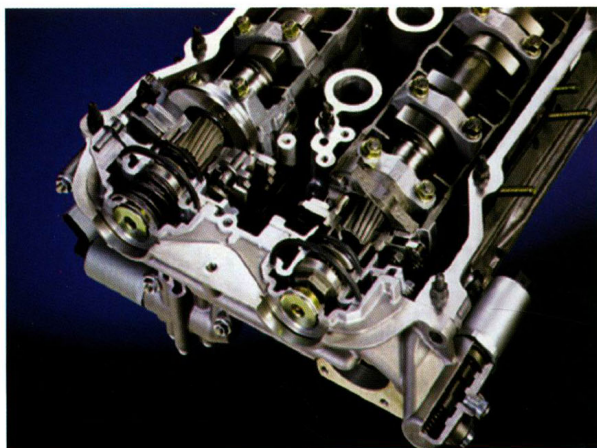


图 5.1-34 宝马 6 缸发动机用双 VANOS 系统

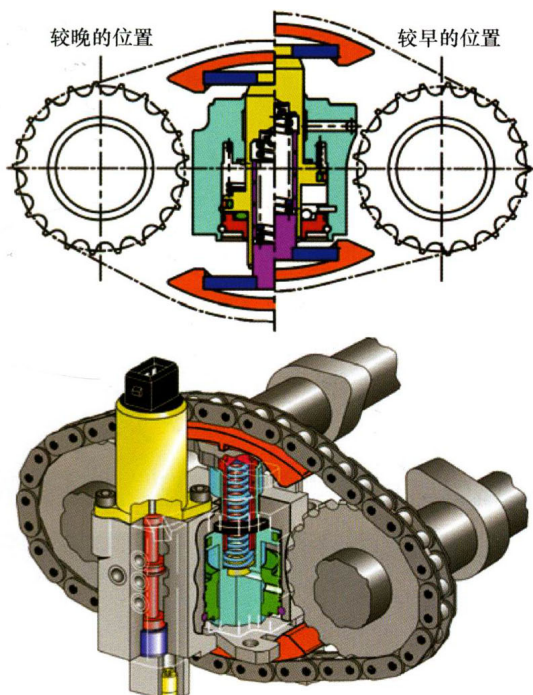


图 5.1-35 连续式可变气门升程(链条调节器)
(液压环公司的示例)^[127]

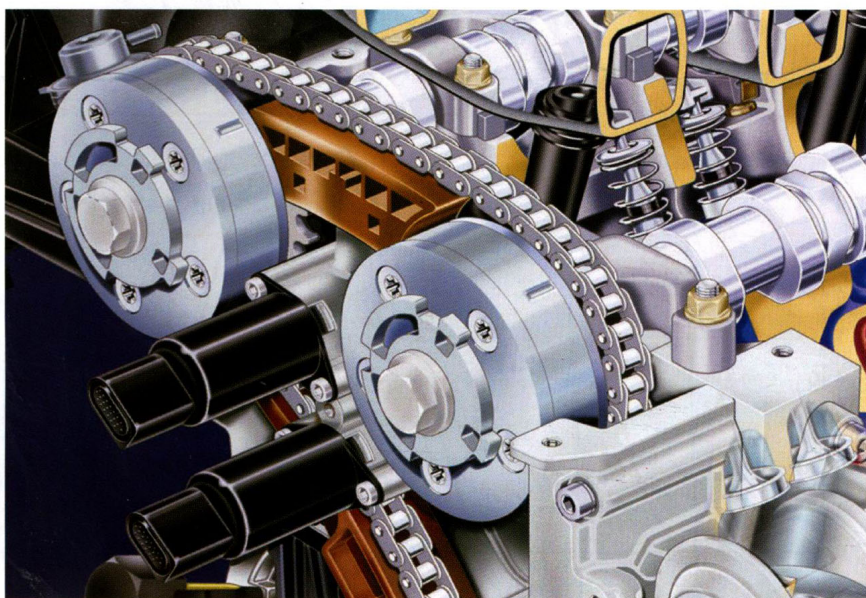


图 5.1-36 进排气凸轮轴用连续液压叶片的构造



图 5.1-37 连续式可变气门正时机构部件（液压环公司的示例）^[127]

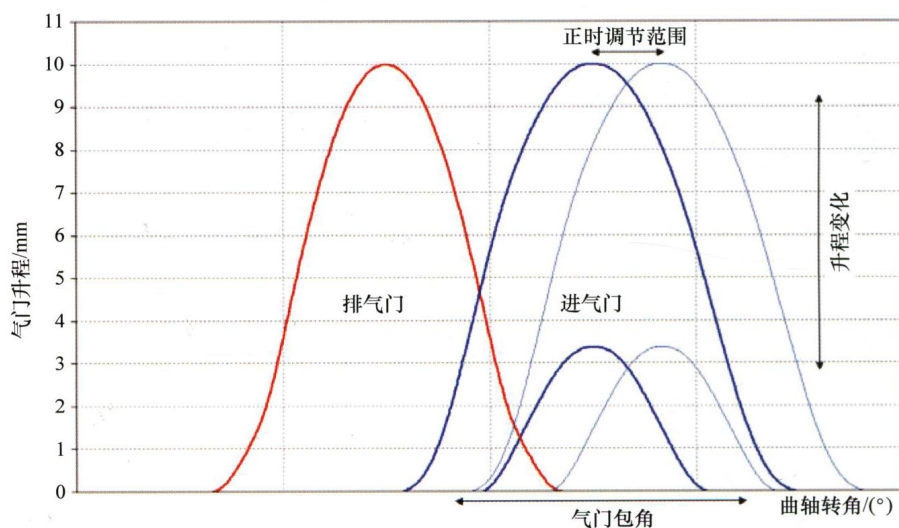


图 5.1-38 具有两段进气门升程及相位调节的控制曲线图

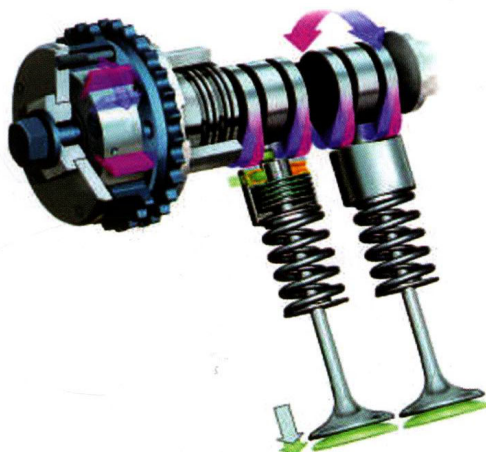


图 5.1-39 保时捷 Variocam Plus^[128]

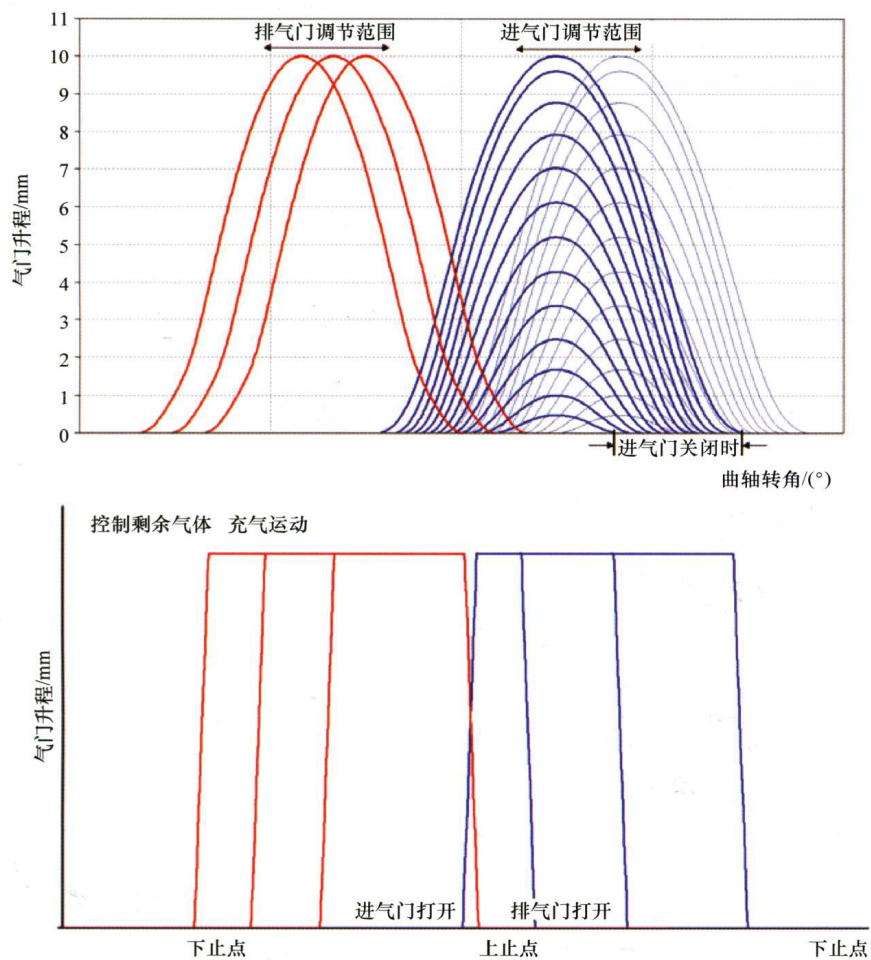


图 5.1-41 机械式与电子机械式气门机构的控制曲线图

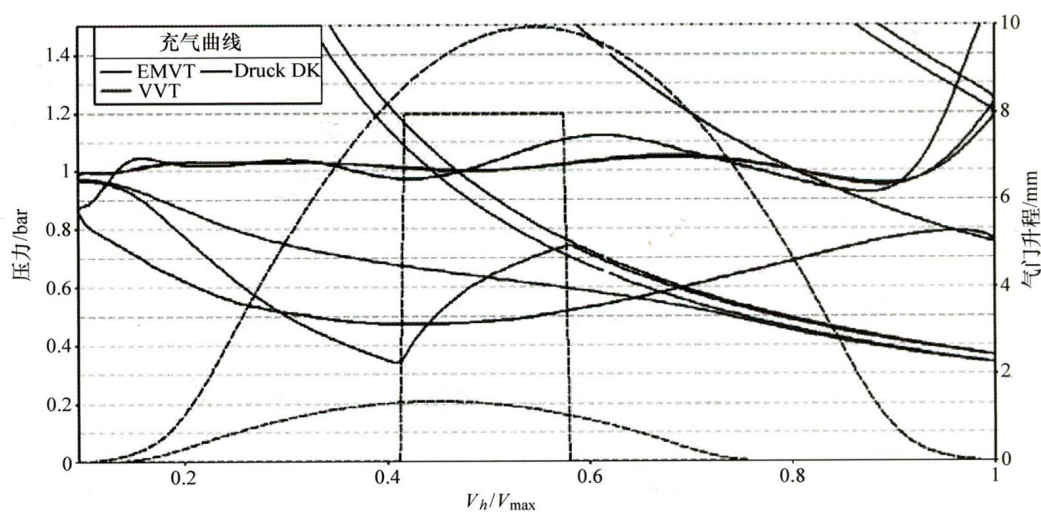


图 5.1-42 机械式完全可变气门机构，电子机械式无节气门机构以及带气流的固定气门机构的充气曲线，利用 GT - Power 方法进行计算

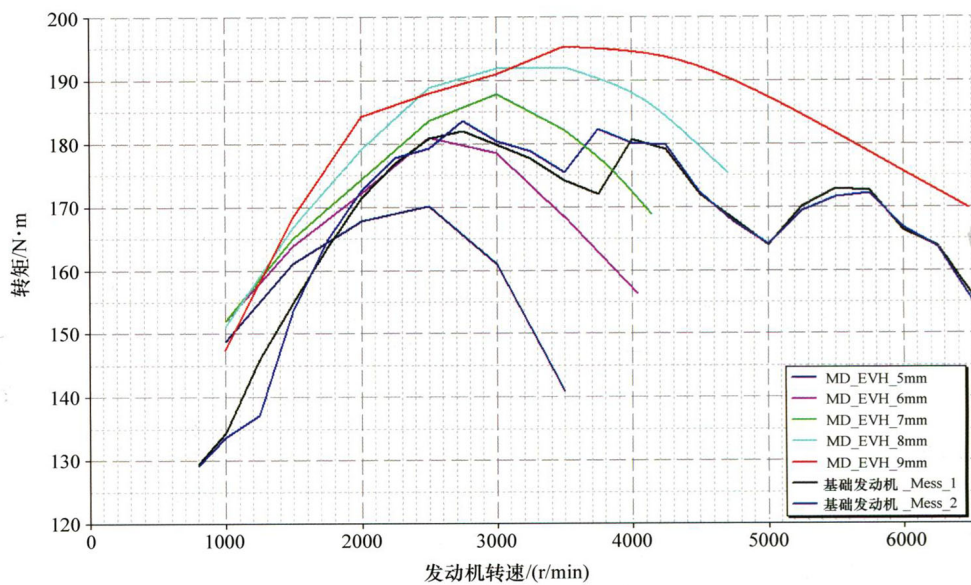


图 5.1-45 发动机不同转速时的转矩曲线

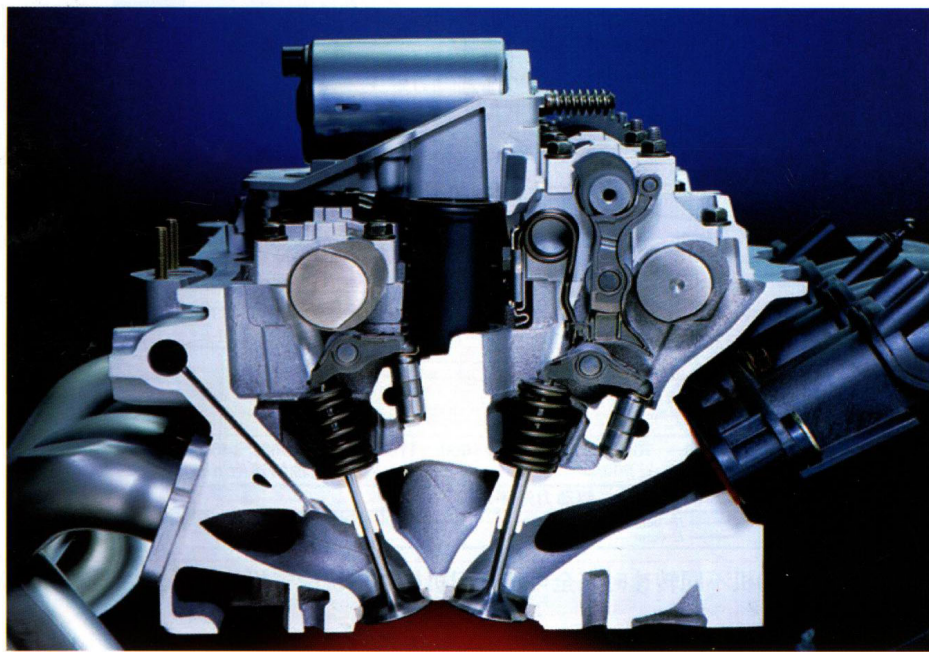


图 5.1-47 VALVETRONIC 零件在气缸盖中的布置^[132]

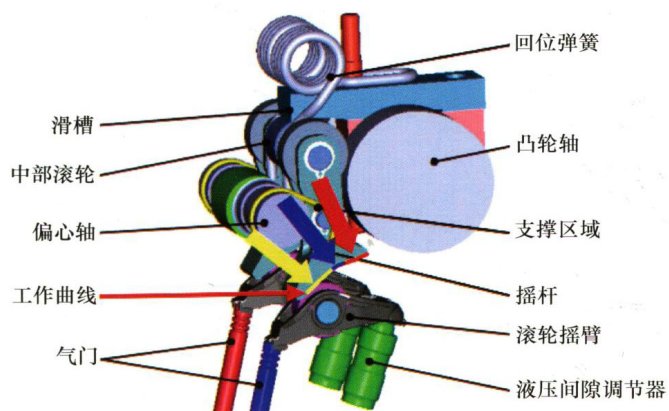


图 5.1-48 UniValve 气门系统

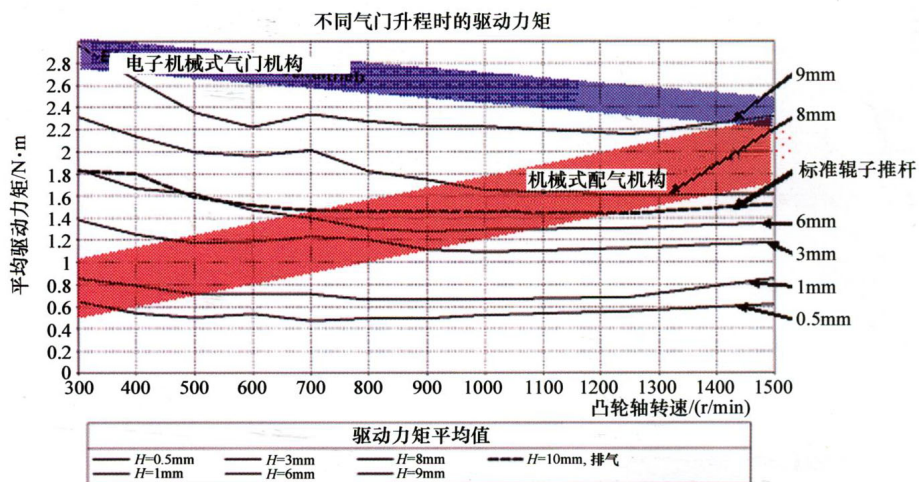


图 5.1-49 发动机不同转速时完全可变气门机构与传统配气机构的凸轮轴驱动力矩对比

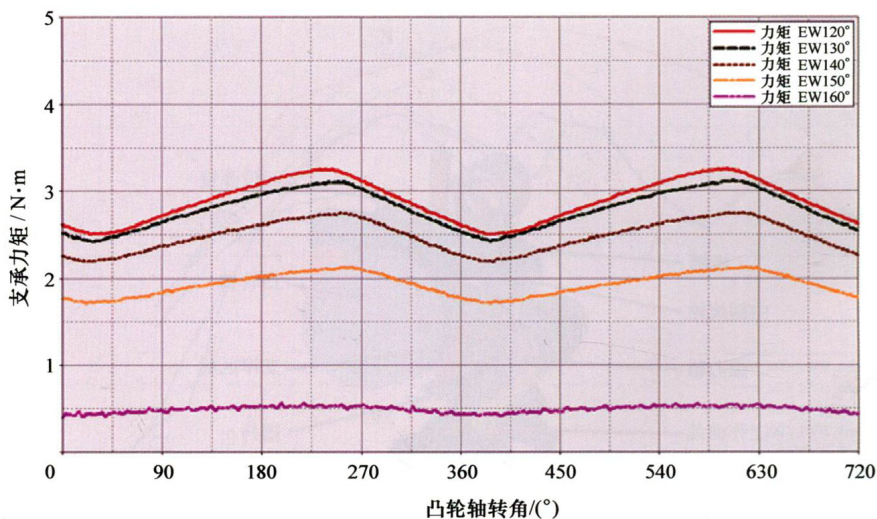
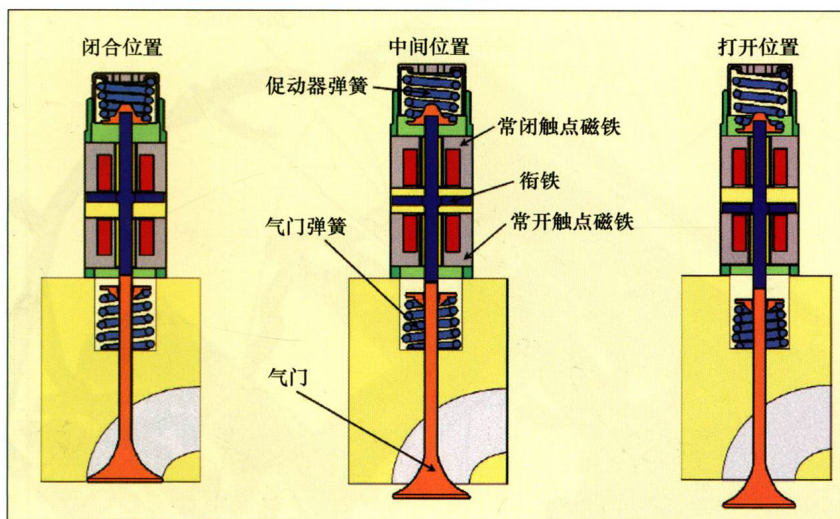


图 5.1-50 不同气门升程时 UniValve 系统偏心轴的支承力矩



Grebe U. 汽油发动机的继续研发

图 5.1-51 电磁驱动气门机构^[133]

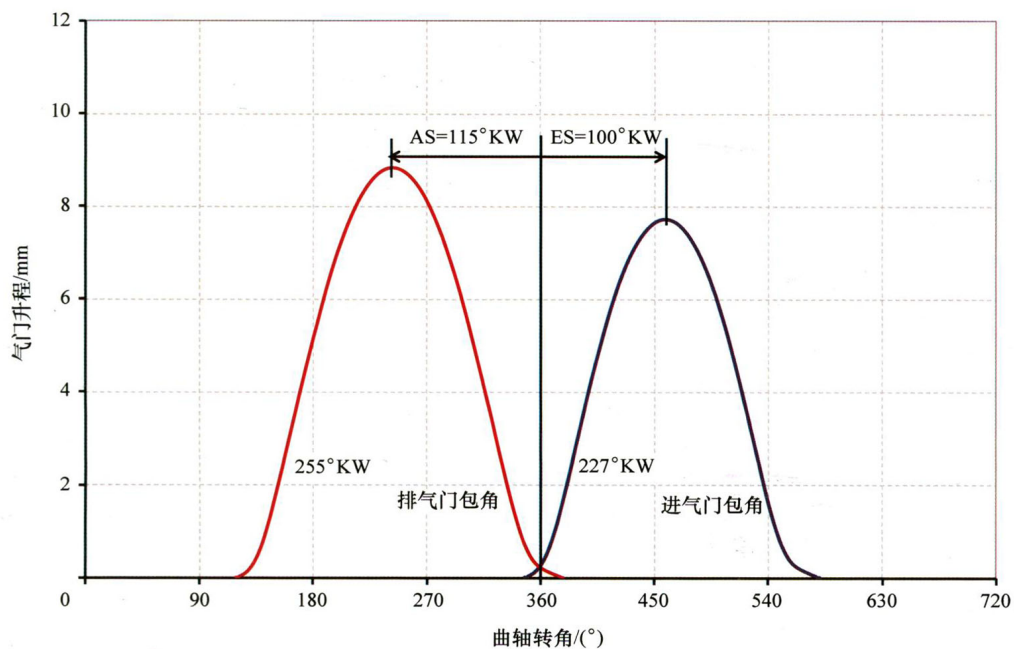


图 5.1-60 2.0L 涡轮增压柴油发动机的气门升程曲线

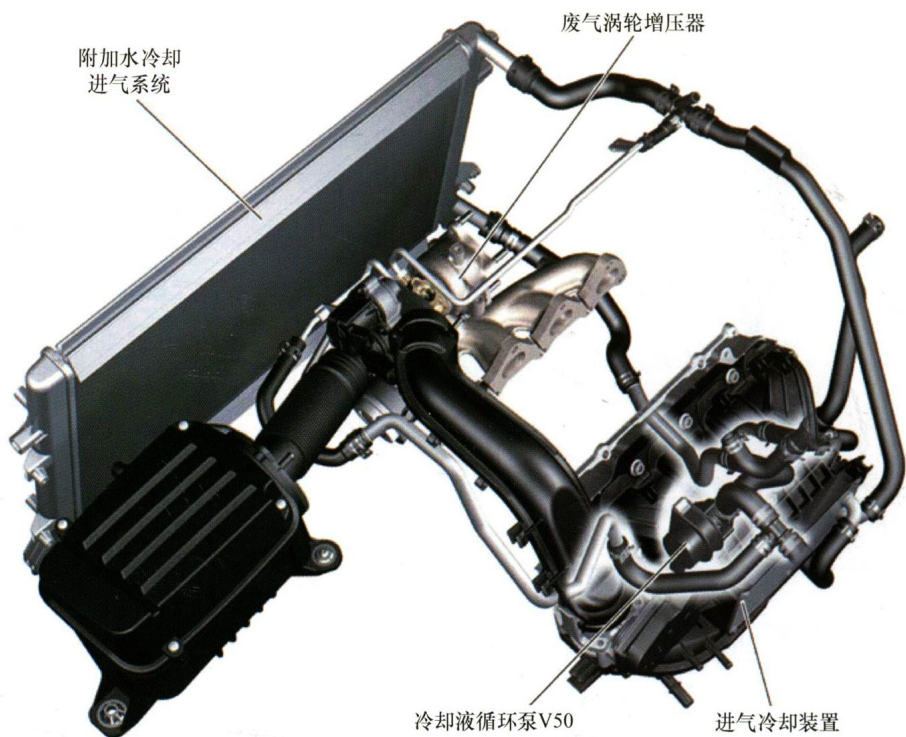


图 5.1-61 大众公司的 1.4L TSI 发动机的进气装置

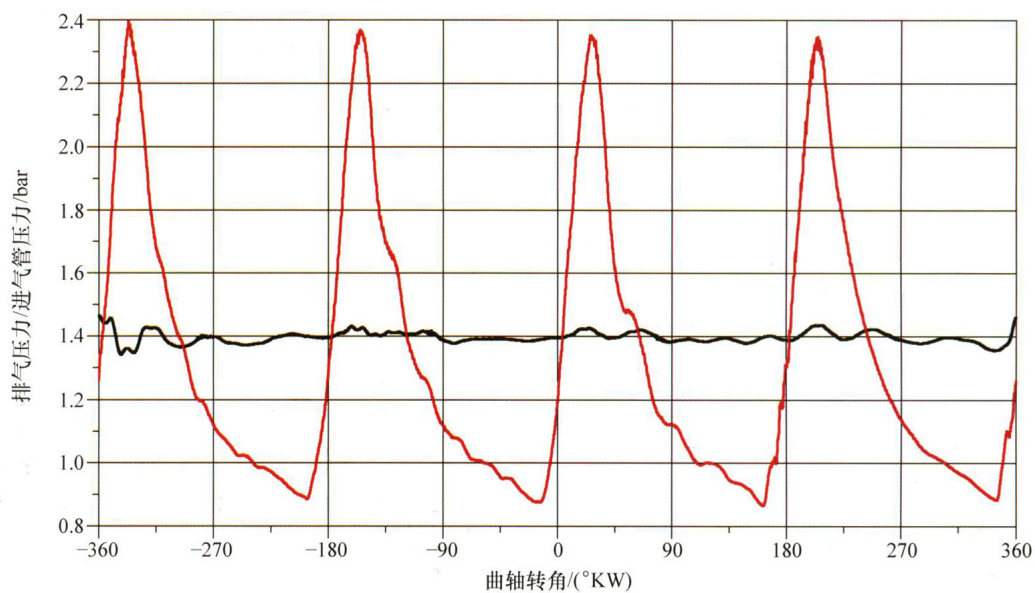


图 5.1-63 一台增压的汽油发动机 1 缸进气管道的压力曲线 ($n=2000\text{r/min}$, $p_{me}=16\text{bar}$)

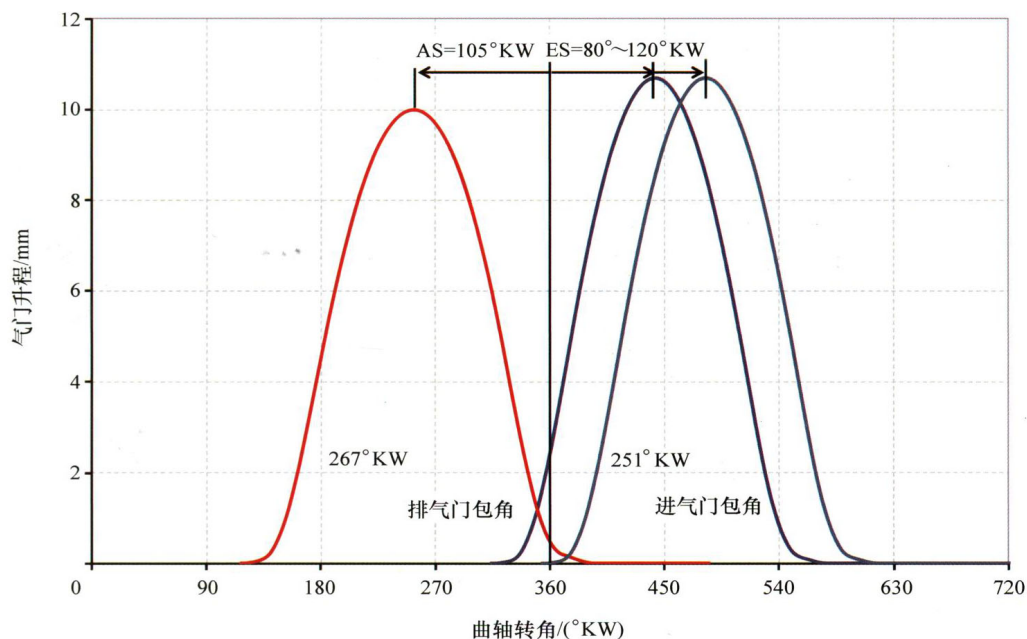


图 5.1-65 利用均质汽油直喷的典型的涡轮增压发动机的时间控制曲线

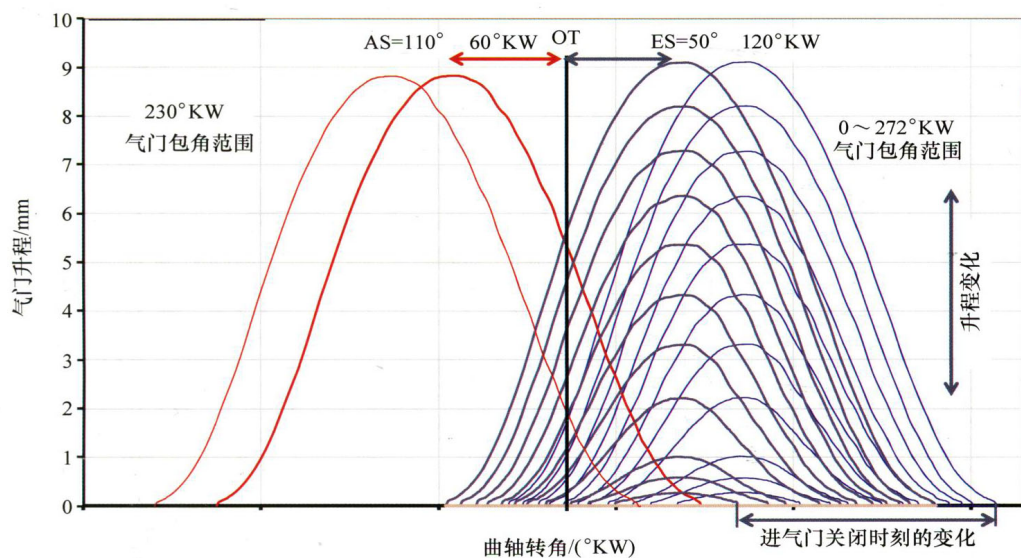


图 5.1-66 完全可变气门机构的气门控制时间

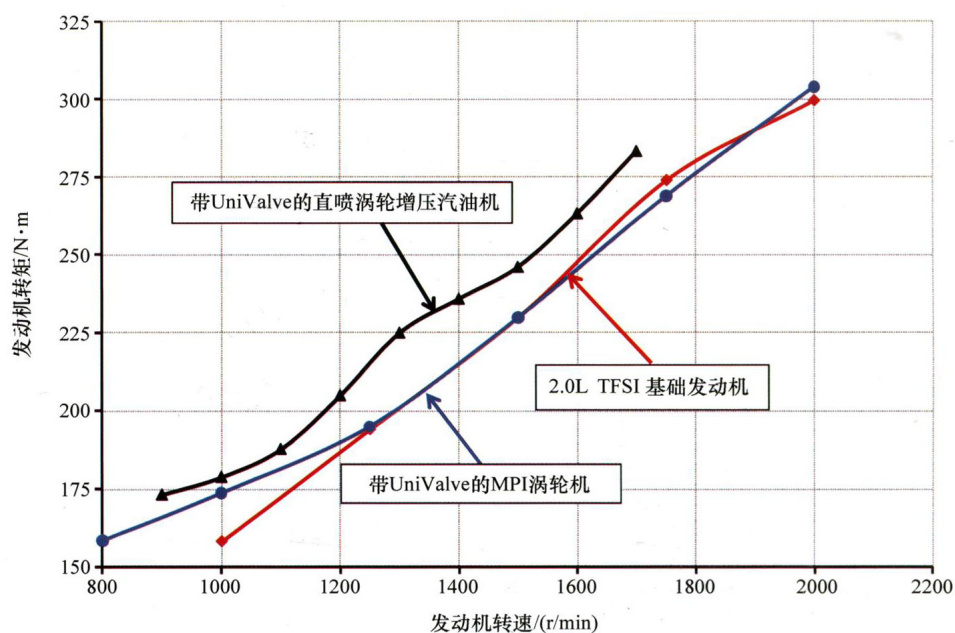


图5.1-67 一台2.0L带有汽油直喷和可变气门机构的涡轮增压发动机全负荷特性, AS=107° 曲轴转角^[147]

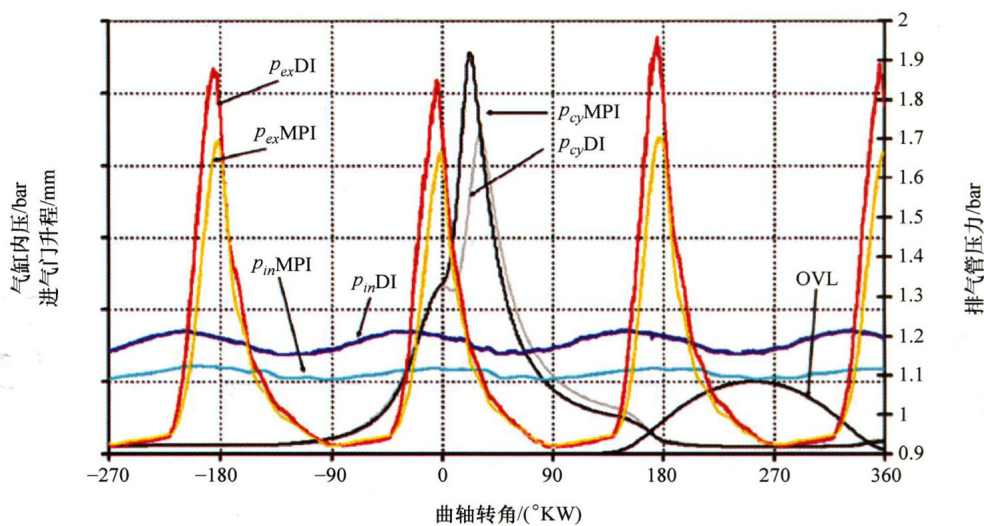


图 5.1-68 一台 2.0L 4 缸发动机全负荷时的压力曲线^[147]

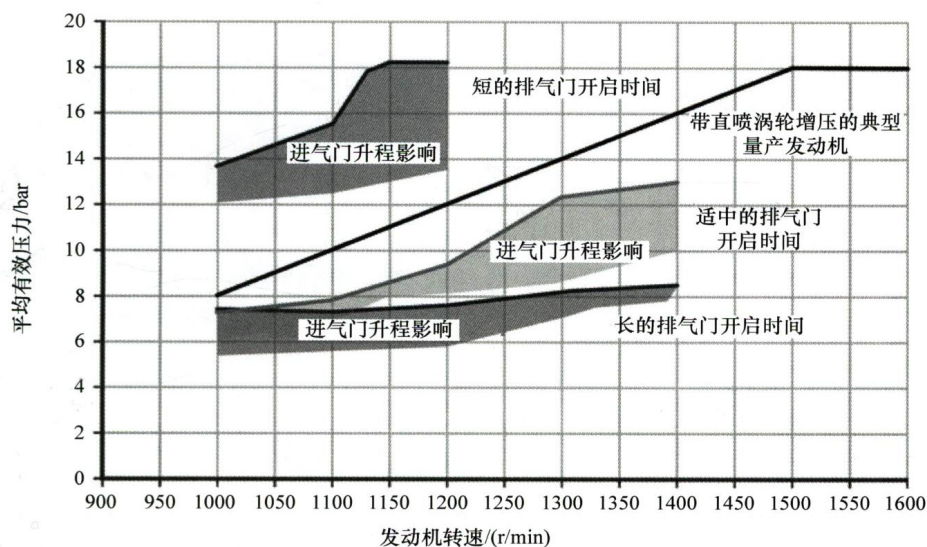


图 5.1-69 在具有传统气门机构以及具有连续可变进气门机构以及不同长短的排气门开启时间的全负荷时的转矩曲线^[44]

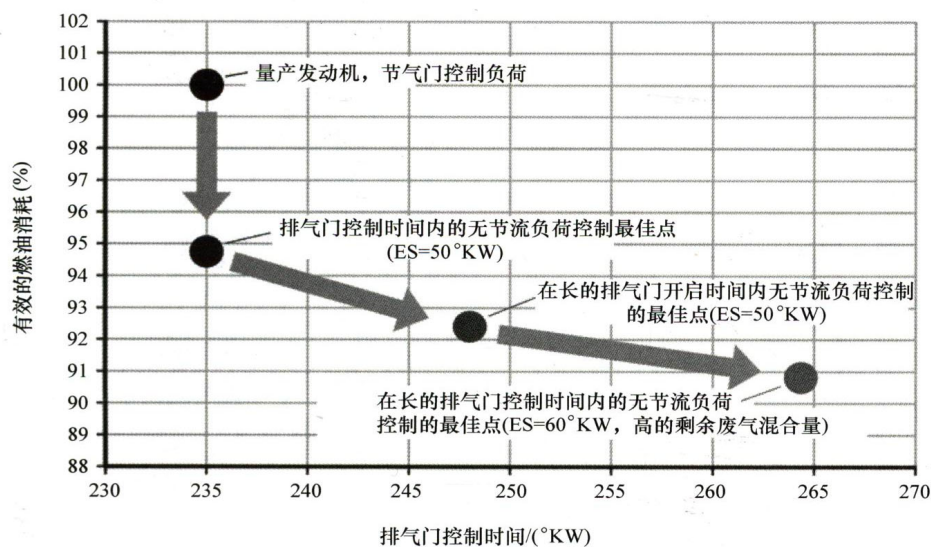


图 5.1-70 当 $n=2000\text{r/min}$ 及 $p_{me}=2\text{bar}$ 时在具有无节流负荷控制及不同排气端的 4 缸发动机上测量的部分负荷油耗^[44]

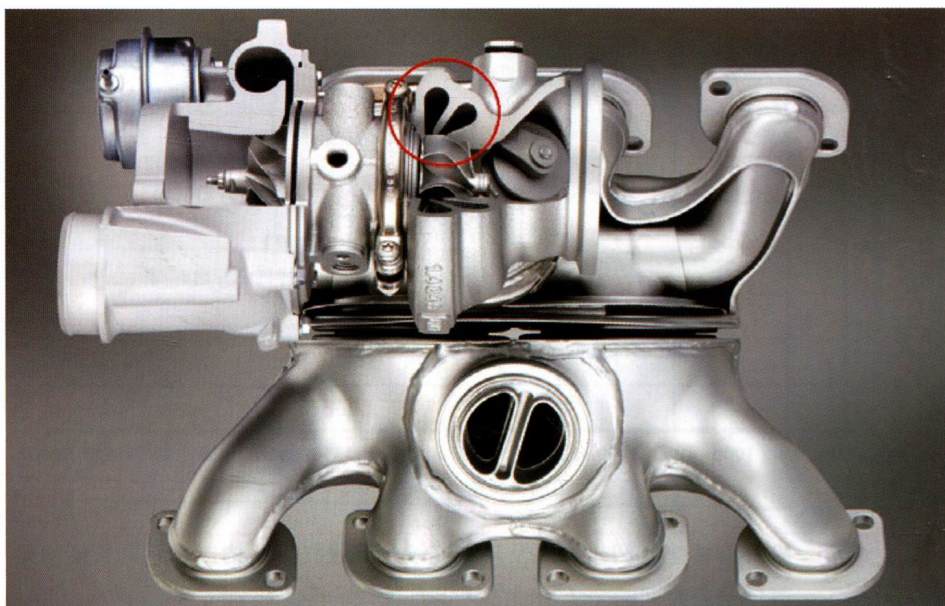


图 5.1-71 宝马公司“Twin Power”的双流道增压器^[145]

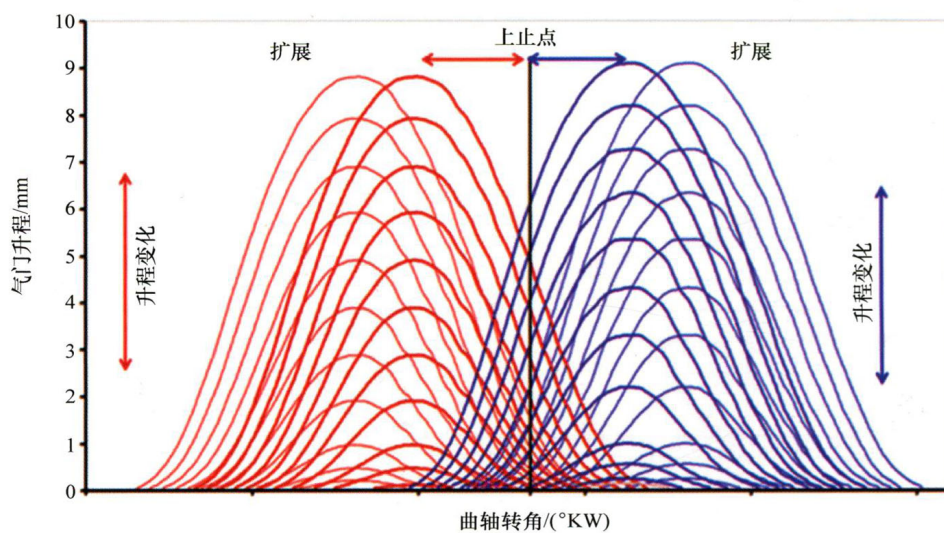


图 5.1-74 进排气端连续完全可变气门机构的控制时间曲线

内燃机先进技术译丛

内燃机设计

(原书第6版)

[德]爱都瓦尔多·科勒尔 (Eduard Köhler)

鲁道夫·富利尔 (Rudolf Flierl) 著

中国第一汽车股份有限公司技术中心 组译

张建强 等译

李 骏 主审校

侯福建 等审校



机械工业出版社

本书系统介绍了汽车发动机总成、缸体、缸盖、曲柄连杆机构、配气机构等专业的设计主参数、主结构与功能、性能、可靠性、工艺制造技术之间变量关联关系的产品工程设计理论,机械力学和热负荷耦合的 CAE 3D 分析模型设计原理,最新可变配气机构技术、汽油增压换气技术、发动机振动噪声 (NVH) 分析技术。本书引用了当代的大量汽车发动机实际工程设计案例分析,技术数据翔实,对发动机工程设计具有较强的指导意义。

本书中的最新发动机设计技术与理论首次在国内出版的学术专著中加以论述,可作为汽车工程、动力机械与工程专业的本科生、研究生的教材或参考书,也可作为从事汽车和发动机产品开发和研究的工程技术人员的工具书。

Translation from German language edition:

Verbrennungsmotoren

by Eduard Köhler and Rudolf Flierl

© Vieweg + Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2011

Springer Fachmedien is a part of Springer Science + Business Media.

All Rights Reserved.

版权所有,侵权必究。

This title is published in China by China Machine Press with license from Springer. This edition is authorized for sale in China only, excluding Hong Kong SAR, Macao SAR and Taiwan. Unauthorized export of this edition is a violation of the Copyright Act. Violation of this Law is subject to Civil and Criminal Penalties.

本书中文简体版由 Springer 授权机械工业出版社在中国境内(不包括香港、澳门特别行政区以及台湾地区)出版与发行。未经许可之出口,视为违反著作权法,将受法律之制裁。

北京市版权局著作权合同登记 图字:01-2014-4451 号。

图书在版编目(CIP)数据

内燃机设计/(德)科勒尔(Köhler, E.), (德)富利尔(Flierl, R.)著;张建强等译. —北京:机械工业出版社, 2015. 11

(内燃机先进技术译丛)

ISBN 978-7-111-51646-0

I. ①内… II. ①科… ②富… ③张… III. ①内燃机—设计 IV. ①TK402

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2015)第 227564 号

机械工业出版社(北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑:孙 鹏 责任编辑:孙 鹏

责任校对:杜雨霏 封面设计:鞠 杨

责任印制:

印刷厂印刷

2016 年 5 月第 1 版第 1 次印刷

169mm×239mm·30.25 印张·22 插页·622 千字

0 001— 册

标准书号:ISBN 978-7-111-51646-0

定价: 元

凡购本书,如有缺页、倒页、脱页,由本社发行部调换

电话服务

服务咨询热线:010-88361066

读者购书热线:010-68326294

010-88379203

封面无防伪标均为盗版

网络服务

机工官网:www.cmpbook.com

机工官博:weibo.com/cmp1952

金书网:www.golden-book.com

教育服务网:www.cmpedu.com

《内燃机设计》

审校委员会

主 任：李骏

副主任：侯福建

委 员：李金成 李 鹏 曹礼军 赵天安 刘东航
宋建龙 孟繁臣 赵凤君 武 斌 陈 明 李 伟

翻译委员会

主 任：高 波

副主任：孙 丽

委 员：张建强 迟云雁 周梦媛 洪灶刚 钟凤娇

序 一

随着国内排放和油耗法规的不断升级，节能减排已成为汽车发展的主题，2005年后国内外车用内燃机都进入了快速发展的阶段，中国汽车工业的迅猛发展离不开内燃机技术进步的支撑；高效、低排放的内燃机动力研发是汽车制造业技术水平的综合体现，近些年来，小型化、闭缸技术、气门管理技术、米勒循环、阿特金森循环等节能减排技术的应用，对内燃机的设计、开发和制造的技术水平提出了更高的要求，开发出节能、环保、有竞争力的发动机产品提升汽车竞争力，是内燃机行业目前面临的重要课题之一。

本书涉及了汽车发动机最新的设计技术与理论，是一本非常难得的专业技术理论书籍，限于该书为德语版本，我一直为不能让更多的读者学习本书而割舍不下，所幸由机械工业出版社牵头组织相关的德语和内燃机技术领域专家，对本书进行了翻译，出版之际机械工业出版社邀请我为本书做序，我欣然接受。

该著作的最大特点是既能作为学习的基础理论的教科书，也能成为工程设计研发人员的工具书。该著作对国际上先进的内燃机设计技术进行了详细的论述，尤其是曲柄连杆机构和配气机构设计方面的基础理论论述甚为透彻，覆盖了从设计理论、计算分析到技术方案对比的全过程；该著作的第二大特点是理论与实践相结合，该书引用了当代的大量汽车发动机实际工程设计案例分析，技术工程数据翔实，正由于有了这些产品开发工程的理论积淀与实际经验，使得该著作对发动机工程设计具有极强的指导意义。

我认为，该著作对从事汽车发动机设计开发的人员来说，是一本难得的工具体书，对刚出校门的毕业生来说，是宝贵的参考书，对发动机研发人员来说，是一本智慧启迪和先进技术的指导纲要；在此感谢我的团队能够尽职尽责地将本书翻译成中文版以飨国内读者，希望广大读者对译文的准确性提出宝贵的修改意见，以便在后续的版本中加以更新。

李骏

2016, 4, 7

序 二

首先真诚地祝贺机械工业出版社组织翻译的由德国爱都瓦尔多·科勒尔教授 (Eduard Köhler) 和鲁道夫·富利尔教授 (Rudolf Flierl) 联合撰写的第六版《内燃机设计》译著即将问世! 同时很高兴地接受本书责任编辑孙鹏的邀请, 为该新译著撰写序言, 并有幸先睹为快, 一览本书的全貌。

在国内汽车年产量已突破 2300 万辆, 并继续不断攀升年产量 3000 万年的黄金发展时代, 国内乘用车内燃机的自主研发正更多地转向产品正向开发设计, 面对新一代乘用车汽油发动机的轻量化、小排量、增压、缸内直喷和高增压比的发展趋势和要求, 新一代车用内燃机的结构设计重新成为挑战。

作为一位在内燃机领域从事教学与科学研究 30 余年的工作者, 欣赏并推荐本书的理由可概括为以下三点。其一是本书的主要作者爱都瓦尔多·科勒尔教授是德国著名的发动机零部件供应商 KSPG 的前技术总监, 他长期工作在发动机结构与生产的第一线, 由其总结及撰写的有关发动机缸体、缸盖、活塞等关键零部件的设计理论及方法, 经历了产品实践的检验, 并与时俱进地由传统设计提高到 CAE, 有很好的理论与实践相结合的指导意义和实用性。其二是国内在内燃机设计方面虽不乏相关教材和专著, 但如本书这样专注在内燃机两大机构的关键零部件及其力学分析、设计和计算方法的书则凤毛麟角, 本书的详细案例即是活学活用的典范。其三是这本书译注成中文的起因, 源自一汽技术中心主任李骏院士的推荐, 更相信这位内燃机行业一线领军人物对本书的慧眼识珠。

德文《内燃机设计》作为一部多次再版的专业书籍, 其存在的合理性和价值不言而喻。我相信每位对本书有兴趣的读者都能本书中找到自己关心问题的解决方法、答案或是启发性思维。

希望这本书成为国内内燃机工程师、学者和高校师生喜爱的一本藏书。也由衷感谢机械工业出版社为助力中国汽车工业内燃机设计与制造水平的不断提高和进步所组织的“内燃机先进技术译丛”相继问世!

李理光

2012 年 12 月 20 日于上海 同济大学

第 5 版前言

本书作者很荣幸与 Vieweg + Teubner 出版社一起共同编撰出版第 5 版《内燃机设计》一书。首先应表达谢意的是，出版社对本书的肯定，以及读者对发动机力学专业领域持续不断的关注。虽然由于内燃机废气排放政策方面的因素，与发动机热力学相比发动机力学有时处于次要的地位，但是应强调的是，本书作者常年来持续不断直至今日的与 Vieweg + Teubner 出版社精诚的合作。值此书第 5 版面世之际再次表达衷心的感谢。

本书的内容原来是以现今的两位作者之一爱都瓦尔多 - 科勒尔的大学讲义《快速活塞式发动机力学 - 设计与计算》为基础。该讲义于 1996 年由马格德堡的奥拓·冯·桂里克大学采用为教材。在此衷心感谢该校机械制造系并特别感谢活塞式发动机教研室的教授 H. 揣克工学博士给予的广泛的支持。此外对柏林理工大学的教授 H. 普舍尔工学博士，斯图加特大学的退休教授乌尔夫·埃舍尔斯工学博士两位先生表示感谢。两位先生对本书的完成提供了大量很有价值的建议。与埃舍尔斯教授的接触可以追溯到作者的学生时代。在那时他就给予了作者全力帮助。后来作者在揣克教授的教研室完成教学工作，同时开始考虑本书的内容。

自 1988 年起作者在其职业活动中负责发动机机械零件的功能研究，并从此产生诱因将个人经验用文字记录下来。特别是在彻底变革的时代，计算机支持的零件设计越来越多地取代了传统的计算方法。对此还要感谢作者的雇主即如今的活塞施密特 - 皮尔堡股份有限公司以及 KS 铝技术公司给予的在专业上具有挑战性的有趣的专业活动。此外还要一并感谢客户方面的代理、同事及员工，作为技术洽谈伙伴一如既往地给予了大量的支持。

可以将讲义以图书的形式公开出版的机遇促使作者对本书进行了首次较大的加工修改，但仍有些读者会感到一些缺憾，首先是缺少一个核心题目——活塞发动机的平衡。为此揣克教授根据作者的请求对本书进行了相应的补充。在揣克教授及其同事的支持下内容扩展的第 2 版成为一本专业内容很充实的图书。

当作者从出版社获悉，由于第 2 版持续不断的畅销，应着手第 3 版的修订工作。当时用于专业加工及更新的准备工作时间很紧迫，特别是对于专业书籍的更新是最大的问题。但是非常感谢出版社在编辑加工包括缺陷修订方面做了

大量的工作。

2004年秋季本书的第4版面世。在考虑再版之前,此书是否适应当前最新技术水平的问题被提到桌面上来。如果一本专业书籍仅描述基础原理,是不能适应发动机技术的蓬勃发展的需求的。仅靠日常业务工作很繁忙的作者本人是无法完成所要求的编写工作的。为此很有幸地邀请到了本书的另一位作者凯泽斯劳滕理工大学的教授鲁道夫·富利尔工学博士一同进行第4版的编写工作。富利尔教授对本书的气门机构一章完全重新进行了编写,增添了很多有关现代气门驱动系统及可控换气技术方面的内容。此外,在活塞一章中还考虑到了乘用车直喷柴油发动机用活塞的最新发展情况。

随着第4版的问世便考虑到技术的更新,这一工作一直在延续。作者对本书的第5版特别是对描述零件设计的第4章以及其他大范围的内容重新进行了编写。这都是以最新的知识作为基础的。例如详尽描述了在曲轴计算方面的进步,并详细介绍了乘用车发动机气缸体曲轴箱的结构方案。此外对气缸盖使用的材料也进行了深入的探讨并尝试给出有关气缸盖方案的一览。对其余的第2、第3及第5章中微小的更改以及对于书中现存的瑕疵进行的修订使第5版更加完美。

作者感谢 Vieweg + Teubner 出版社一贯良好的合作,包括为第5版出版所做的准备工作。最终促成了这一巨大的更新工作的完成。其将势必延续到后续的再版中。作者相信,本书一定会永远保持最新的水准,向读者一贯提供最新的技术水平。

鲁道夫·富利尔 2008年7月于凯撒斯劳滕

爱都瓦尔多·科勒尔 2008年7月于海尔布朗

第 6 版前言

随着涡轮增压器在汽油发动机及柴油发动机上的广泛应用，内燃机的技术水平再次得到明显提升。涡轮增压技术的应用使小排量发动机为降低整车 CO₂ 排放树立了新的技术标杆，并且深刻影响着未来的内燃机设计与开发工作。为了使本书总保持最新的技术水平，有必要更新新的版本。本书作者为此感谢 Vieweg + Teubner 出版社对于作者的信任，以及对新版的准备工作做出的合作。

作者鲁道夫·富利尔先生愿将此书的第 6 版作为礼物奉献给在 2010 年 12 月诞辰 100 周年的博士导师——工学博士教授克劳斯·菲德尔先生。他对内燃机技术的热爱及精湛的分析能力为我们留下深深的记忆，在此对其表示深深怀念并祝其家人万事如意！

鲁道夫·富利尔 2011 年 6 月于凯撒斯劳滕

爱都瓦尔多·科勒尔 2011 年 6 月于海尔布朗

译者的话

目前，我国的汽车产销量已连续数年位居世界首位，在享受汽车带来的便利的同时，汽车带来的问题也日益引起大众的重视：能源的消耗、环境的污染和交通的拥堵。业界也在努力寻找解决方案：新能源汽车、车联网等。除此之外，提高内燃机的设计与制造水平，也是很重要的一个方面。

目前，内燃机技术水平日新月异，尤其是近年来，在车用内燃机上，小型化、闭缸技术、采用米勒循环等，其目的都是为了降低油耗、减少污染。内燃机是一种将燃料燃烧的热能转化为动能的机械，无论何种技术，最终目的都是为了提高能量转化的效率，即提高内燃机的热效率。这些先进的技术也确实提高了内燃机的热效率，但也带来了一些影响：更高的缸内燃烧温度和更高的膨胀压力。这也对内燃机的零部件带来了更高的热负荷和机械负荷，对内燃机零部件的设计也提出了更高的要求。

《Verbrennungsmotoren》一书是德国内燃机零部件设计方面的经典图书，是在德国很畅销的一本内燃机专著，已经出到第6版。两位作者中，工学博士爱都瓦尔多·科勒尔荣誉教授是 Kollenschmidt Pierburg 公司（现名为 KSPG AG）技术研究部的技术总监，也在马格德堡大学担任“内燃机构造”教学工作；工学博士鲁道夫·富利尔教授长期在凯泽斯劳滕理工大学担任内燃机机械教席教授。本书系统介绍了汽车发动机总成、缸体、缸盖、曲柄连杆机构、配气机构等专业的设计主参数、主结构与功能、性能、可靠性、工艺制造技术之间变量关联关系的产品工程设计理论，机械力学和热负荷耦合的 CAE 3D 分析模型设计原理，最新可变配气机构技术、汽油增压换气技术、发动机振动噪声（NVH）分析技术；该书引用了当代的大量汽车发动机实际工程设计案例分析，技术数据翔实，对发动机工程设计具有较强的指导意义。

一汽技术中心主任、中国工程院李骏院士在访问 AVL 公司位于奥地利格拉茨的总部时，所收到的礼物便是这本书的第5版。本书译出后，又经李骏院士、一汽技术中心发动机部侯福建部长等专家审校，尽可能减少错误，在此对一汽技术中心为本书出版付出努力的译者和审校者等各位专家致以真诚的谢意。

因本书内容精深、篇幅宏大，难免存有瑕疵，希望读者能与译者或编辑联系，不吝指正，在本书改版时予以修改，联系方式是 spxingyang@126.com。

译者

目 录

序一	
序二	
第5版前言	
第6版前言	
译者的话	
符号	
第1章 导言	1
第2章 导论	2
2.1 开发过程中的计算分析	2
2.2 力学与热力学	3
2.3 本书所选择的和深入探讨的 内容说明	3
2.4 发动机全新开发及升级 开发目标	4
第3章 发动机主参数设计	6
3.1 发动机参数的相关性	6
3.2 发动机主参数定义	7
3.2.1 工作容积(排量)	7
3.2.2 功率和转矩	7
3.2.3 比功率	7
3.3 缸体及曲柄连杆机构的主 参数选择	8
3.3.1 行程缸径比	8
3.3.2 连杆比及连杆中心距	9
3.3.3 缸体高度	10
3.3.4 活塞直径及质量	11
3.3.5 活塞压缩高度	11
3.3.6 行程、缸径和气缸数	13
3.3.7 缸筒长度、活塞裙部长度 与活塞突出量	14
3.3.8 曲轴回转轮廓及活塞 间隙	14
3.3.9 活塞结构尺寸	19
3.4 缸体主参数	20
3.4.1 缸心距与气缸间厚度	20
3.4.2 V形发动机的错缸距	23
3.5 最佳连杆比	24
3.6 燃烧室面容比	27
3.7 主性能指标定义	29
3.8 平均有效压力及比功率	31
第4章 主要零部件设计与计算	34
4.1 连杆	34
4.1.1 功能与设计要求	34
4.1.2 连杆受力分析	36
4.1.2.1 连杆受力方式与 位置	36
4.1.2.2 连杆承受的力及 力矩	39
4.1.3 常规连杆结构强度 计算	40
4.1.3.1 连杆大小头孔弯曲梁 简化计算模型	40
4.1.3.2 连杆盖以及连杆大头 孔当量截面负荷 分布	40
4.1.3.3 连杆大头孔以及连杆盖	

当量截面的切向力及 力矩	41	加速度	66
4.1.3.4 连杆螺栓连接处的 受力情况	43	4.2.4 活塞常规计算	70
4.1.3.5 连杆疲劳强度计算	45	4.2.4.1 活塞类型及材料选用 原则	70
4.1.3.6 连杆有限元模拟 计算	46	4.2.4.1.1 乘用车汽油发动机 用活塞	70
4.1.4 连杆螺栓连接设计 常规计算	47	4.2.4.1.2 乘用车柴油发动 机用活塞	73
4.1.4.1 连杆螺栓连接	47	4.2.4.1.3 商用车柴油发动机 用活塞	74
4.1.4.2 连杆螺栓连接计算 (按 VDI2230 规定 ^[C21])	47	4.2.4.1.4 工业用途大缸径 柴油机活塞	76
4.1.4.2.1 计算要求	47	4.2.4.2 活塞销计算	76
4.1.4.2.2 螺栓连接的弹性 柔度	49	4.2.4.2.1 活塞销安装 方式	77
4.1.4.2.3 连杆螺栓连接的 应力曲线图	51	4.2.4.2.2 计算简化 模型 ^[C42]	77
4.1.4.2.4 最小夹紧力、夹 紧力损失及预 紧力	53	4.2.4.2.3 活塞销表面 压力	79
4.1.4.2.5 螺栓尺寸	55	4.2.4.2.4 活塞销椭圆 变形	80
4.1.4.2.6 螺栓疲劳计算	57	4.2.4.2.5 活塞销弯曲 变形	82
4.1.4.2.7 连杆螺栓连接 设计小结	58	4.2.4.2.6 活塞销材料	82
4.2 活塞	58	4.2.4.2.7 活塞销负荷及 强化措施	85
4.2.1 活塞计算分析	58	4.2.4.3 活塞销座计算	85
4.2.2 活塞功能及设计要求	59	4.2.4.3.1 设计爆发压力	85
4.2.3 活塞工作负荷	61	4.2.4.3.2 设计用标准 转速	88
4.2.3.1 负荷及危险区域	61	4.2.4.3.3 活塞销卡簧	90
4.2.3.2 曲柄连杆机构 受力分析	63	4.2.4.3.4 活塞销等效 应力	92
4.2.3.3 活塞行程、速度及			

4.2.4.4 活塞质量计算·····	94	塑性变形·····	122
4.2.4.5 活塞型线确定·····	95	4.3.4.4 开口间隙·····	122
4.2.4.5.1 安装间隙、滑动 间隙、椭圆度及 表面承压图·····	95	4.3.4.5 活塞环扭曲·····	122
4.2.4.5.2 活塞裙部柔性、椭圆 度、承压面宽及塑性 变形·····	97	4.3.5 活塞环模拟计算 分析·····	122
4.2.5 活塞二次运动计算·····	98	4.3.5.1 计算模型·····	122
4.2.6 活塞强度 CAE 计算·····	100	4.3.5.2 活塞环运动模拟 计算·····	124
4.2.6.1 活塞 FEM 计算 模型·····	100	4.3.5.3 密封性能模拟 计算·····	126
4.2.6.2 活塞热负荷·····	103	4.3.5.4 活塞环工作表面润滑 特性模拟计算·····	129
4.2.6.3 活塞应力场及 温度场·····	105	4.4 曲轴·····	132
4.2.6.4 活塞有限元计算·····	107	4.4.1 功能及设计要求·····	132
4.2.6.4.1 活塞表面油膜 计算·····	107	4.4.2 曲轴工作负荷·····	133
4.2.6.4.2 活塞销变形 计算·····	108	4.4.2.1 曲轴工作力和 力矩·····	133
4.2.6.4.3 活塞 CAE 计算 流程·····	110	4.4.2.2 曲轴工作循环负荷 曲线·····	135
4.3 活塞环·····	111	4.4.2.3 曲轴受力的静不 定性·····	135
4.3.1 活塞环计算·····	111	4.4.2.4 曲柄单拐模型、弯曲 及扭转应力·····	138
4.3.2 功能及设计要求·····	112	4.4.2.5 曲轴受力情况·····	143
4.3.3 活塞环受力分析·····	114	4.4.2.5.1 最大应力区域·····	143
4.3.4 活塞环弹力·····	117	4.4.2.5.2 弯曲及扭转应力 集中系数·····	144
4.3.4.1 切向弹力及径向 压力·····	117	4.4.3 曲轴结构强度·····	147
4.3.4.2 开口宽度、切向力及 活塞环参数 k_{Ri} ·····	120	4.4.3.1 船用发动机曲轴设计 规范·····	147
4.3.4.3 活塞环的安装应力、 套紧应力、弹性模量及		4.4.3.2 危险截面抗弯扭 模量及应力集中 系数·····	147

4.4.3.3 曲轴材料疲劳强度与 安全系数	147	工艺	179
4.4.3.4 曲轴材料及制造 工艺	149	4.5.1.4 气缸体铸造工艺	180
4.4.4 曲轴强度 CAE 模拟 计算	150	4.5.1.5 气缸体方案对比, 乘用车的开发 状态	182
4.4.4.1 曲轴概念设计阶段的 计算分析	150	4.5.2 气缸体受力情况、功能与 结构	183
4.4.4.2 曲轴的多体动力学复 合模型计算分析	151	4.5.3 气缸体轻量化	188
4.4.4.3 曲轴强度 CAE 计算 分析小结	155	4.5.3.1 轻量化潜力	188
4.5 气缸体	157	4.5.3.2 灰铸铁与铝合金材料 特性比较	189
4.5.1 气缸体方案设计	158	4.5.4 气缸体 CAE 计算	191
4.5.1.1 气缸体结构形式	159	4.5.4.1 气缸体有限元 (FEM) 计算分析	191
4.5.1.1.1 整体式与组合 式气缸体方案	160	4.5.4.1.1 温度场分析	194
4.5.1.1.2 开式及闭式气缸体 顶面设计	163	4.5.4.1.2 变形分析	195
4.5.1.1.3 气缸冷却液流 方案设计	166	4.5.4.1.3 应力场	196
4.5.1.1.4 龙门式与整体式 框架结构	169	4.5.4.2 主轴螺栓连接 设计	196
4.5.1.2 气缸体材料	173	4.5.4.3 气缸盖螺栓连接 设计	197
4.5.1.3 气缸孔表面工艺	175	4.5.4.4 气缸孔变形的傅里叶 分析	203
4.5.1.3.1 灰铸铁气缸孔 表面珩磨工艺	175	4.5.5 气缸套	205
4.5.1.3.2 过共晶铝硅合金 气缸孔工艺	177	4.5.5.1 湿式气缸套	206
4.5.1.3.3 镍-碳化硅涂 层的气缸孔 工艺	177	4.5.5.1.1 湿式气缸套结构 形式	206
4.5.1.3.4 铝基复合材料		4.5.5.1.2 湿式气缸套受力 情况、尺寸与 结构设计	209
		4.5.5.2 干式气缸套	211
		4.5.5.2.1 装配应力	212
		4.5.5.2.2 压应力	213

4.5.5.2.3 热应力	215	4.7.3.2 全金属气缸垫结构 设计	259
4.5.5.2.4 爆发压力下的 工作应力	217	第5章 配气机构与曲柄连杆机构 设计与计算	266
4.5.6 气缸表面磨损	219	5.1 配气机构	266
4.6 气缸盖	220	5.1.1 换气过程一维模拟 分析	271
4.6.1 气缸盖功能与结构	220	5.1.2 配气机构换气工作 原理	274
4.6.2 气缸盖热负荷	224	5.1.2.1 气门布置	276
4.6.2.1 燃气换热过程	227	5.1.2.2 配气机构结构 形式	278
4.6.2.1.1 传热途径	227	5.1.2.3 液压间隙调 节器	281
4.6.2.1.2 辐射换热	230	5.1.2.4 气门	282
4.6.2.1.3 壁面传导换热	231	5.1.2.5 凸轮	284
4.6.2.2 缸盖中的热应力	232	5.1.2.5.1 凸轮型线设计	284
4.6.2.3 气缸盖的冷却 设计	234	5.1.2.5.2 凸轮型线设计 程序	288
4.6.3 气缸盖材料及铸造 工艺	236	5.1.2.6 气门弹簧	290
4.6.4 进气道与排气道、气门 夹角、燃烧室形状及 气缸盖高度设计	240	5.1.2.6.1 气门弹簧力 设计	290
4.6.4.1 进气道与排气道	240	5.1.2.6.2 气门弹簧计算	291
4.6.4.1.1 进气道与排气道 结构设计	240	5.1.2.7 凸轮轴	292
4.6.4.1.2 气道气体流动 性能试验	245	5.1.3 可变气门正时换气工作 原理	293
4.6.4.2 气门夹角、燃烧室 形状及气缸盖高度 设计	250	5.1.4 可变气门执行机构结构 形式	295
4.6.5 气缸盖 CAE 计算	251	5.1.4.1 分段式调节可变气门 执行机构	295
4.7 气缸垫	256	5.1.4.2 连续式调节可变气门 执行机构	296
4.7.1 功能及设计要求	256	5.1.4.3 连续可变气门正时	
4.7.2 气缸垫结构	258		
4.7.3 气缸垫密封技术	258		
4.7.3.1 工作条件	258		

执行器（叶片式）···	297	缸驱动装置的质量···	333
5.1.5 分段式可变气门升程		5.2.1.2.1 直列发动机的1阶	
换气过程·····	298	惯性力平衡·····	333
5.1.6 连续可变气门升程		5.2.1.2.2 平衡V2发动机上的	
换气过程·····	299	自由惯性力·····	335
5.1.7 气门机构动力学		5.2.1.2.3 平衡自由惯性	
计算·····	309	力矩·····	341
5.1.7.1 动力学计算		5.2.1.2.4 质量转矩·····	369
分析·····	311	5.2.1.3 借助平衡轴来平衡	
5.1.7.2 多体动力学		质量·····	371
模型·····	312	5.2.1.3.1 通过平衡轴来平衡	
5.1.8 涡轮增压发动机的换气		惯性力；方法和	
技术·····	312	应用·····	373
5.1.8.1 无可变气门机构的		5.2.1.3.2 滚转力矩·····	375
换气工作原理·····	313	5.2.1.3.3 通过平衡轴平衡	
5.1.8.2 可变气门机构的换气		往复惯性力矩；	
工作原理·····	316	应用示例·····	380
5.1.8.3 连续可变进气及可变排气正		5.2.2 发动机振动小结·····	383
时的换气工作		第6章 发动机噪声 ·····	384
原理·····	317	6.1 涉及发动机噪声和路面噪声的	
5.1.8.4 全可变气门的换气工作		法律法规·····	384
原理·····	322	6.2 发动机噪声——部分声源和	
5.2 曲柄连杆机构·····	324	噪声源·····	386
5.2.1 活塞式发动机的质量		6.3 间接产生的发动机噪声——	
平衡·····	324	产生、传递和辐射·····	388
5.2.1.1 单缸驱动机构的质量		6.4 气缸压力曲线及其所产生的	
平衡·····	324	气缸压力频谱·····	394
5.2.1.1.1 1阶惯性力·····	324	6.5 发动机结构声学分析·····	396
5.2.1.1.2 单缸发动机曲柄		6.5.1 发动机结构振动特性···	396
连杆机构中通过		6.5.2 发动机缸体结构对降噪	
平衡重进行平衡的		影响·····	398
方法·····	327	6.5.3 曲轴、轴承、润滑油膜	
5.2.1.2 借助平衡重来平衡多		结构噪声传递路径	

研究	403	理论)	416
6.5.4 发动机结构的空气噪声		附录 C 用有限元法解微分	
计算	407	方程	421
6.5.4.1 计算流程	407	附录 D 关于有限差	
6.5.4.2 辐射声功率的计算 ...	407	分法 (FDM)	426
6.6 发动机上其他噪声源	410	附录 E 关于边界	
第 7 章 总结与展望	411	元法 (BEM)	426
附录	414	附录 F 关于“模态模型”(模态	
附录 A 有限元法 (FEM) 基础		分析)	427
知识	414	参考文献	429
附录 B 关于矩阵位移法 (静力学			

符 号

(如果用 * 代替一个尺寸, 则表明该符号的尺寸要因情况而定。)

a, A

a	mm	椭圆长轴
	m/s	声速
a^*	m/s	临界条件下的声速
a_{Gg}, a_{Ggi}	mm	平衡轴间距
a_{No}	mm	基圆外圆点/凸轮尖端半径间距
a_{pl}	m/s ²	连杆横向加速度
a_Z	mm	缸心距
Δa_Z	mm	气缸之间的环岸宽度
$\Delta a'_Z$	mm	气缸边缘错位
A	mm ² , m ²	面积, 表面积, 横截面积, 流体横截面积
A_0	mm ² , m ²	基面
A_1	mm ²	节流位置前横截面
A_2	mm ²	节流位置后横截面
A_5	%	断裂伸长率
A_A	mm ²	排气横截面积
A_{eq}	mm ² , m ²	换算截面积
A_E	mm ²	进气横截面积
A_i	mm ² , m ²	第 i 部分面积
	*	一般也用于傅里叶系数
A_{ij}	mm ² , m ²	体积 i 和 j 之间的通过截面积
A_K	cm ² , mm ²	活塞面积
A_{pl}	mm ²	(平均) 连杆横截面积
A_S	mm ²	螺杆横截面积 (应力断面)
A_{Tf}	mm ²	分界缝横截面积
A_{ve}	mm ²	气门断面面积, 气门开启面积

b, B

b	mm, m	宽度, 椭圆短轴间距
b_B	mm	支承力作用点/气缸孔的内缘径向间距
b_e	g/kWh	燃油消耗率
b_{FR}	mm	环岸的径向尺寸
b_{KWW}	mm	曲柄臂宽度
b'_{KWW}	—	与连杆轴颈外径相关的曲柄臂宽度

b_{pl}	mm	连杆宽度
b_{Ri}	mm	径向活塞环尺寸
Δb_{Ri}	mm, μm	活塞环工作面磨损
b_{Sa}	mm	活塞裙凹处半宽
b_Z	mm	V形发动机的底座错位
b_{ZKD}	mm	气缸垫的燃烧室范围的径向尺寸
B	kg/h	耗油量
B'	$\frac{\text{kg} \cdot \text{m}^2}{\text{s}^2}$	每个横截面宽度的抗弯强度
B_i	*	傅里叶系数
B_{100km}	L/100km	百公里油耗
c, C		
c	N/mm	刚度, 弹簧刚度
c_1, c_2	N/mm	抗扭刚度或者
	N/mm	轴向刚度
c_{Ers}	N/mm	(气门机构的) 等效刚度
c_F	N/mm	弹簧常数, 弹簧刚度
c_{ij}	*	不同的常数
c_L	m/s	空气中的声速 (在声音中大多用 c 代替 a)
c_N	mm	副连杆的连杆长度
c_{OF}	N/mm	油膜刚度
c_P	kJ/kgK	恒定压力下的比热
C	*	常数, 数项
C_1, C_2	*	常数, 积分常数
d, D		
d	mm, m	直径
Δd	mm	直径重合, 因热膨胀造成的直径加大
d_1	mm	活塞销锁环 (例如卡环) 的直径, 额定直径
d_2	mm	卡环丝直径
d_3	mm	未夹紧状态下的卡环直径
d_4	mm	夹紧状态下的卡环直径 (安装状态下)
d_a	mm	外径
d_B	mm	活塞销直径
d^*_B	mm	活塞销自由膨胀直径
Δd_B	μm , mm	活塞销的椭圆变形, 因重叠造成的气缸套的直径缩小
d_{Bi}	mm	活塞销的内径
d_{Bi1}	mm	内锥形螺栓的扩展开的内径
d_{Bi2}	mm	气缸范围内的内锥形螺栓的内径
d_F	mm	弹簧钢丝直径
d_i	mm	内径, 进气道或排气道的内径

d_{KWG}	mm	曲轴主轴颈的直径
d_{KWGi}	mm	曲轴主轴颈的内径
d'_{KWG}	—	与连杆轴颈外径相关的曲轴主轴颈的内径
d_{KWH}	mm	曲轴连杆轴颈的外径
d_{KWHi}	mm	曲轴连杆轴颈的内径
d'_{KWH}	—	与外径相关的曲轴连杆轴颈的内径
d_{Ri}	mm	活塞环外径
$d_{R1,2}$	mm	垂直的在箍圈中测量的活塞环外径
d_S	mm	螺杆直径（应力断面的直径）
d_{S1}	mm	螺纹中径
d_{S2}	mm	螺栓头磨损直径
Δd_U	μm	因重叠造成的气缸曲轴箱嵌板孔的直径加大
d_{Ve}	mm	气门直径
ΔD	μm , mm	在特定的角度下活塞椭圆度直径相关的变化
D_{Ba}	mm	钢带外径
D_F	mm	平均螺栓弹簧直径
D_i	—	i 项自由度的视情况而定的衰减
D_K	mm, cm	活塞直径
ΔD_K	μm , mm	活塞与直径相关椭圆度
ΔD_{K1}	μm , mm	活塞“简单”椭圆度与直径相关的量
ΔD_{K2}	μm , mm	叠加的活塞“双”椭圆度的与直径相关的量（“旧”附加指数 = 前，“新” = 在椭圆度校准后）
D_Z	mm, cm	气缸直径
e, E		
e	—	与连杆长度相关的曲柄连杆机构偏移和/或水平移置
e_F	mm	偏心螺栓作用力的杠杆臂
e_{F1}, e_{F2}	mm	倾斜分体式连杆的偏心螺栓作用力的杠杆臂
e_S	mm	重心间距
E	N/mm^2	弹性模量
E_{Al}	N/mm^2	铝的弹性模量
E_{GJL}	N/mm^2	灰铸铁的弹性模量
f, F		
f	Hz, kHz	频率
Δf	Hz, kHz	频带
f_{abt}	Hz, kHz	扫描频率
f_c	Hz, kHz	角频率（“Cut - of” 频率）
f_e	Hz, kHz	固有频率
f_g	Hz, kHz	极限频率
f_i	—	对曲轴曲拐的弯曲形数的影响因素
	Hz, kHz	离散频率
	Hz, kHz	i 项固有频率

F	N	作用力
$F_l^{(1)}, F_{ll}$	N	质量力
$F_l^{(2)}$		(缩写)
ΔF	N	作用力变动
F_{ax}	N	轴向力
F_B	N	原动力
F_{Bi}	N	与不同的部位相关的原动力 i
F_E	N	激励力
F_{EO}	N	激励力振幅
F_F	N	弹簧力
F_{Fred}	N	降低的弹簧力
F_{FV}	N	弹簧预紧力
F_G	N	重力, 地球引力
F_{Gas}	N	燃气压力
$F_{Gas\ 1, 2}$	N	作用在活塞环上部和下部的燃气压力
ΔF_{Gas}	N	活塞环上部和下部的燃气压力差
F_{Gasrad}	N	在活塞环背面作用的径向燃气压力
F_{Gg}, F_{Ggi}	N	平衡重力
F_{Ggl}, F_{Ggll}	N	特定的平衡重作用力
F_{Ggx}	N	平衡重作用力的 x 分量
F_{Ggy}	N	平衡重作用力的 y 分量
F_{hydx}	N	环形槽和活塞面侧面之间的润滑膜中的轴向升力
F_{hydrad}	N	活塞环工作面的润滑膜中的径向升力
F_i	N	由指数 i 区分的不同的力, 切削力
F_K	N	活塞力
F_K^*	N	不考虑活塞销质量的活塞力
F_{Kl}	N	夹紧力
F_{Klmin}	N	最低夹紧力
$F_{Klmin\ 1}$	N	防横向位移的最低夹紧力
$F_{Klmin\ 2}$	N	工作力下的最低夹紧力
$F_{Klmin\ 3}$	N	均衡轴承重叠的最低夹紧力
F_{KN}	N	活塞侧向力
F_{KN-DS}	N	带有更换的活塞裙部末端的压力侧的活塞侧向力 (在气缸末端)
F_{KNx-DS}	N	压力侧侧向力的纵向分量
F_{KNy-DS}	N	压力侧侧向力的横向分量 (= 活塞侧压力)
F_{KN-GDS}	N	背压侧的活塞侧向力 (= 活塞侧压力)
F_{KWHL}	N	曲轴的主轴承力
F_l	N	纵向力
F_{li}	N	涉及不同部位的纵向力 i
F_m	N	质量力
F_{mK}	N	配套活塞的质量力 (带螺栓、螺栓固定件和活塞环)
F_{mK}^*	N	不带活塞销的活塞的质量力

F_{mKWrot}	N	旋转的曲轴质量的质量力
F_{mosz}	N	振动的质量力
$F_{mosz}^{(1)}$	N	1 阶的振动质量力
$F_{mosz}^{(2)}$	N	2 阶的振动质量力
F_{moszN}	N	副连杆的振动质量力
$F_{mosz - OT}$	N	上止点位置的振动质量力
$F_{mosz - Ref}$	N	振动的质量力（基准值）
F_{mPlk}	N	连杆头的质量力负荷
F_{mProt}	N	旋转的连杆质量成分的质量力
F'_{mProt}	N	不带连杆轴承盖的旋转连杆质量成分的质量力
F_{mProtN}	N	副连杆的质量力的旋转成分
F_{mRest}	N	未均衡的质量力
F_{mrot}	N	旋转的质量力
$F_{mroi ges}$	N	所有的旋转质量力
F_N	N	法向力
F_{No}	N	作用在凸轮上的力
F_{Nx}, F_{Ny}	N	法向力的 x 和 y 分量
F_{Pl}	N	连杆纵向力
F_{PlKZ}	N	夹紧长度范围内的连杆头释放负荷
F_{PlL}	N	连杆轴承力和连杆轴颈力
F_q	N	横向力
F_{qi}	N	不同部位的横向力 i
F_{rad}	N	径向力（用在不同的上下文中）
F_{radx}, F_{rady}	N	径向力的 x 和 y 分量
F_{Rax}	N	在活塞环工作面上的径向摩擦力
F_{R-DS}	N	活塞裙上的压力侧摩擦力
F_{res}	N	合成的力
F_{Rad}	N	环形槽侧面和活塞环侧面之间的径向摩擦力
$F_{Rx - GDS}$	N	活塞裙上的背压侧摩擦力的 x 分量
$F_{Ry - GDS}$	N	活塞裙上的背压侧的摩擦力的 y 分量
F_S	N	螺栓力
F_{So}	N	在上裙部范围内的反作用力
F_{Su}	N	在下裙部范围内的反作用力
F_{SZ}	N	螺栓附加力
F_t	N	切向力
F_{tGas}	N	燃气压力造成的切向力
F_{ti}	N	曲拐上的切向力 i
F_{tmosz}	N	振动的质量力的切向力
F_V	N	预紧力（用在不同的上下文中）
$F_{V1, 2}$	N	不同情况下的预紧力
ΔF_V	N	预紧力损失，提高预紧力
F_{Vmax}	N	最大预紧力

F_{Vmin}	N	最小预紧力
F_x	N	作用力 F 的 x 分量
$F_x^{(1)}$	N	1 阶纵向力
$F_x^{(2)}$	N	2 阶纵向力
F_{xi}	N	纵向力
F_{xres}	N	合成力的 x 分量
$F_{xRest}^{(1)}$	N	1 阶剩余纵向力
F_y	N	作用力 F 的 y 分量
F_{yi}	N	横向力
F_{yres}	N	合成力的 y 分量
F_{yRest}	N	剩余横向力
F_Z	N	作用力 F 的 z 分量, 轴向力
g, G		
g	m/s ²	重力加速度 (9.81 m/s ²)
G	N/mm ²	剪切弹性模量
h, H		
h	mm, m	高度, 横截面高度, 间距, 润滑间隙高度, 螺距
	kJ/kg	可比热焓
h_0	mm	前凸轮高度 (气门间隙)
h_{Al}	mm	与铝材相匹配的横截面高度
h_B	mm	钢带高度
h_{GG}	mm	与灰铸铁相匹配的横截面高度
h_i	mm	不同的横截面高度
	mm	在活塞压缩高度范围内的不同的高度尺寸
h_{Kb}	mm	活塞顶厚度
h_{KWW}	mm	曲柄臂厚度
h'_{KWW}	—	与连杆轴颈外径相关的曲柄臂厚度
h_{KWZW}	mm	曲轴中间壁的厚度
h_{No}	mm	凸轮升程
h_{Ri}	mm	轴向活塞环高度或活塞环工作面高度
h_{Sa}	mm	活塞裙部开口高度
h_{ZKD}	mm	气缸盖密封件的厚度
H	m/N	传输函数
ΔH	m/N	传输函数的变化
H_0	m/N	传输函数的起始值
H_{ges}	m ⁻²	发动机结构的传输函数
H_K	mm	活塞的压缩高度
ΔH_K	mm	活塞压缩高度的变化
H_u	kJ/kg	下部热值

H_{uGem}	kJ/m^3	下部混合气热值
i, I		
i	—	整数, 计数器, 引述, 匝数, 传动比, 序数
i_k	—	内部切口效应的因数
I	mm^4	轴向平面转动惯量
I_i	mm^4	涉及不同部位的轴向平面转动惯量
I_b	mm^4	与弯曲相关的平面转动惯量
I_{eq}	mm^4	等效平面转动惯量
I_{Ov}	mm^4	涉及椭圆变形的平面转动惯量
I_{Trf}	mm^4	与连杆头分离缝横截面相关的轴向平面转动惯量
j, J		
j	—	整数, 计数器 $\sqrt{-1}$ (虚数参数)
J	kgm^2	惯性矩
J_K	kgm^2	活塞惯性矩
J_{Spl}	kgm^2	与重心相关的连杆惯性矩
k, K		
k	—	整数, 计数器
	Ns/m	阻尼系数
	g/cm^3	活塞的“ k 因数” (虚拟密度)
	$\text{W/m}^2 \text{K}$	传热系数
	m^2/s^2	涡流可比动能
k_D	Ns/m	阻尼系数
k_{Di}	Ns/m	不同的阻尼系数
k_{KW}	mm^2	曲轴的惯性半径
k_{pl}	mm^2	连杆的惯性半径
k_{Plosz}	mm^2	振动的连杆质量成分的惯性半径
k_{Plrot}	mm^2	旋转的连杆质量成分的惯性半径
k_{Ri}	—	活塞环参数
l, L		
l	$\text{mm} \cdots \text{km}$	长度, 伸展长度, 弧长, 间距, 承载宽度
Δl	mm	长度变化
l_1	mm	活塞销凸缘的支承力宽度, 特定的间距
l_2	mm	($= b_{pi}$) 连杆宽度, 特定的间距
$\Delta l_1, l_2$	mm	特定的长度变化
l_{AA}	mm	活塞销凸缘的孔间距
l_{Aufl}	mm	活塞销的支承长度
l_B	mm	活塞销的长度
l_{B1}	mm	内锥形螺栓的长度
l_{B2}	mm	内锥形螺栓的内部形状的活塞范围的长度

l_{Fase}	mm	内活塞销眼上的斜边长度
l_i	mm	曲轴曲拐的 i 项等效质量的间距
l_K	mm	活塞安装高度 (活塞总高度)
l_{KI}	mm	螺栓连接的夹紧长度
l_{Kli}	mm	夹紧长度的长度比例 i
l_{KWG}	mm	曲轴主轴颈的长度
l_{KWH}	mm	曲轴连杆轴颈的长度
l_{Pl}	mm	连杆长度
l_{Pl1}	mm	连杆重心/大连杆孔的间距
l_{Pl2}	mm	连杆重心/销连杆孔的间距
l_{PIN}	mm	副连杆的眼的间距
l_{PIN1}	mm	副连杆的质量重心间距
l_S	mm	活塞裙长度, 螺栓长度
Δl_S	mm	活塞裙部的更换尺寸
l_{So}	mm	上部活塞裙部长度 (螺栓孔中央向上)
l_{Su}	mm	下部活塞裙部长度 (螺栓孔中央向下)
Δl_V	mm	螺栓连接的设置值
l_Z	mm	气缸长度
l_{ZK}	mm	气缸盖螺栓连接的夹紧长度
Δl_{ZK}	mm	气缸盖螺栓连接的夹紧长度的相对缩短
l_{ZDK}	mm	气缸曲轴箱的夹紧长度
L_{A-Am}	dB (A)	A 计权的排气嘴噪声的声压级
L_{AMot}	dB (A)	A 计权的发动机噪声的声压级
L_{AR}	dB (A)	A 计权的轮胎滚动噪声的声压级
$L_{A\Sigma}$	dB (A)	A 计权的总声压级
L_{Bl}	mm	气缸曲轴箱的高度 (“块高度”)
ΔL_K	dB	固体传声快速的等级差
L_v	dB	快速等级

m, M

m	—	整数, 计数器
m	kg	质量
Δm	kg	质量差
m_1	g, kg	挺杆质量
m_2	g, kg	缓冲器质量
m_3	g, kg	带弹簧和底座的气门质量
m_A	g, kg	流出质量
m_B	g, kg	活塞销质量
m_E	g, kg	流入质量
m_{Ers}	g, kg	(气门机构) 振动的等效质量
m_F	g, kg	弹簧质量
m_{Gem}	g, kg	混合气质量

m_{Gg}	kg	平衡重质量
Δm_{Gg}	kg	平衡重质量差
m_i	g, kg	不同的质量
$m_{i,j}$	g, kg	由体积 i 至体积 j 流过的量 (质量)
m_{0i}	g, kg	体积 i 中的起始质量
m_K	g, kg	不带活塞附件的活塞质量 (“裸件”)
m_K^*	g, kg	不带活塞销的活塞总质量
m_{Kges}	g, kg	活塞总质量
m_{Kr}	g, kg	燃油量
m_{KW0}	kg	不带平衡重的曲轴质量
m_{KWrot}	g, kg	旋转的曲轴质量, 也即: 降低的曲轴质量
m_{KWroti}	g, kg	旋转的曲轴质量的成分 i
m_L	g, kg	空气量 (空气质量)
m_{Mot}	kg	发动机质量
m_{Lmin}^*	kg/kg	燃油量相关的化学计算的空气量
m_{Nored}	g, kg	按凸轮降低的气门操纵机构的质量
m_{osz}	g, kg	振动的驱动机构的质量
m_{oszN}	kg	副连杆的振动质量
m_{pl}	g, kg	连杆质量
m_{PiLd}	g, kg	连杆轴承盖的质量
m_{PIN}	kg	副连杆的质量
m_{plosz}	g, kg	连杆质量的振动比例
m_{plrot}	g, kg	连杆质量的旋转比例
m_{plrotN}	kg	副连杆的旋转质量
m_{Ri}	g, kg	活塞环质量
m_{rot}	g, kg	旋转的质量
m_{th}	g, kg	理论质量
m_{Vered}	g, kg	根据气门降低的气门操纵机构的质量
m_Z	g, kg	在气缸换气后在气缸内存在的瞬时气体质量
M	N · m	转矩
M_a	—	马赫数
M_i	N · m	与部位相关的弯曲力矩 i
M_b	N · m	弯曲力矩
$M_{bl...VI}$	N · m	在不同的曲拐段中的弯曲力矩
M_{bpl}	N · m	连杆体的弯曲力矩
M_{bPIKZ}	N · m	连杆头夹紧长度范围内的附加弯曲力矩比例
M_{bSZ}	N · m	螺杆的附加弯曲力矩比例
M_{bZ}	N · m	附加的弯曲力矩
M_D	N · m	活塞裙部的液体动力阻尼力矩
M_{max}	N · m	最大力矩
M_{mrot}	kgm	旋转的 “质量力矩”

M'_{rad}	N	与周长相关的径向力矩
M_{RB}	N · m	螺栓摩擦力矩
M_{Rest}	N · m	剩余力矩
M'_t	N	与周长相关的切线力矩
M_T	N · m	扭转力矩
M_{Ti}	N · m	曲拐 i 的扭转力矩
$M_{TL... III}$	N · m	在不同曲拐段中的扭转力矩
M_{TS}	N · m	螺栓拧紧转矩
M_{TS1}	N · m	螺纹摩擦力矩
M_{TS2}	N · m	螺栓头摩擦力矩
M_x	N · m	围绕着 x 轴的力矩（纵向力矩，如果表示发动机垂直轴）
M_{xres}	N · m	合成力矩的 x 分量
M_{xRest}	N · m	剩余纵向力矩
M_y	N · m	围绕着 y 轴的力矩（倾斜力矩，如果表示发动机横轴）
$M_y^{(1)}$	N · m	1 阶倾斜力矩
M_{yres}	N · m	合成力矩的 y 分量
M_{yRest}	N · m	1 阶剩余倾斜力矩
M_Z	N · m	围绕着 z 轴的力矩（发动机纵轴）
n, N		
n	—	整数，计数器
	min^{-1}	转速
n_e	min^{-1}	与固有频率相符合的转速
n_i	—	总负荷的某级别的负荷交变
n_g	min^{-1}	极限转速
N	—	负荷交变，使用寿命
N_i	—	负荷等级水平上的断裂负荷循环数
N_u	—	努塞尔特数
o, O		
o_k	—	表面因数
p, P		
p	bar, Pa	压力，表面压力（也按单位 N/mm^2 ）
	μbar , Pa	声波压力
Δp	bar, Pa	表面压力的变化（也按单位 N/mm^2 ）
p^*	bar, Pa	临界压力
$\bar{p}$	bar, Pa	平均表面压力（也按单位 N/mm^2 ）
p_0	bar, Pa	相对压力，环境条件下的压力，初始值（总状态数值），与为受干扰介质相关的压力
p_{01}	bar, Pa	节气位置前的总压力（总状态数值）
p_{oi}	bar, Pa	体积 i 中的起始压力
p_1	bar, Pa	节气位置前的静态压力
p_2	bar, Pa	节气位置后的静态压力
p_A	bar, Pa	考虑的“排出容器”中的压力

p_E	bar, Pa	考虑的“流入容器”中的压力
p_{E0}	bar, Pa	进气道中的总压力（总状态数值）
p_{hyd}	bar, Pa	液体动态润滑膜压力
p_i	bar, Pa	不同的因指数 i 造成的压力
p_{max}	bar, Pa	最大表面压力（也按单位 N/mm^2 ）
p_{me}	bar, Pa	平均有效压力，可比功
p_{mi}	bar, Pa	平均内部或指示压力，可比功
p_{min}	bar, Pa	最低表面压力（也按单位 N/mm^2 ）
p_{rad}	bar, Pa	径向压力分布（也按单位 N/mm^2 ）
p_{tGas}	bar, Pa	燃气压力的切向压力
p_{tmosz}	bar, Pa	振动质量力的切向压力
p_U	bar, Pa	环境压力（在其他的位置也以 p_o 表示）
p_U	%	生存概率
p_Z, p_{Zmax}	bar, Pa	气缸压力，点火压力
p_{Z0}	bar, Pa	气缸中的压力（总状态数值）
p_{Z1}	bar, Pa	进气口关闭时气缸中的总压力
p_{ZFA}	bar, Pa	在外部驱动的发动机上的气缸压力
p_{zul}	bar, Pa	允许的表面压力（也按单位 N/mm^2 ）
P	pW	声功率
P_o	pW	基本声功率
P_e	kW	有效功率
P_r	—	普朗特数

q, Q

q	kJ/kg	可比热量
Q	kJ	热量
Q_{ab}	kJ	导出的热量，能量
Q_{Kr}	kJ	燃油内能
Q_W	kJ	壁热损失
Q_{zu}	kJ	输入的热量，热量

r, R

r	mm	半径，曲柄半径
r^*	mm	等效切口半径
r_1, r_2	mm	特定的半径
r_1, r_{10}	mm	曲轴的质量重心半径
r_a	mm	外半径
r_{Gg}	mm	平衡重半径（轮廓半径）
Δr_{Gg}	mm	曲轴自由行程（平衡重）
r_i	mm	不同的因指数 i 造成的重心半径，内半径
r_{KWG}	mm	曲轴主轴颈的月牙凹半径
r_{KWH}	mm	曲轴连杆轴颈的月牙凹半径
r'_{KWH}	—	在曲轴连杆轴颈过渡区上的涉及连杆轴颈直径的月牙凹半径

r_m	mm	平均半径, 面重心半径, 中央斜边的径向间距
r_m^*	mm	中央斜边的径向间距
r_{sa}	mm	活塞的裙部开口半径
R	mm	半径, 凸轮基圆半径, 在气缸面至断面过渡区上的活塞销半径
	kJ/kgK	可比气体常数
ΔR	mm	径向偏差
R_o	mm	前凸轮范围内的凸轮曲率半径
R_e	—	雷诺数
R_E	kJ/kgK	在进气道条件下或者在考虑的“进气容器”中的可比气体常数
R_{Fl}	mm	凸轮工作面的曲率半径
R_G	mm	凸轮基圆半径
ΔR_i	mm	特定的径向偏差
R_K	mm	曲率半径, 活塞等效曲率半径
R_m	N/mm ²	抗拉强度
R_t	μm	表面粗糙度
$R_{p0.2}$	N/mm ²	屈服极限
R_{Sp}	mm	凸轮尖端半径
R_{St}	mm	挺杆半径
R_Z	kJ/kgK	在气缸内的条件下的可比气体常数
	mm	气缸半径

s, S

s	mm	行程
	mm	壁厚度
	*	标准偏差
s^*	mm	偏移的和/或水平移置的驱动装置的行程
s_1, s_2	mm	特定的壁厚
s_N	mm	在下顶点中活塞销凸缘的凸缘壁厚度
Δs_N	mm	沿着螺栓纵向的活塞销凸缘的凸缘壁厚度增加 (因拉伸斜度)
s_{Ve}	mm	气门升程
s_W	mm	壁厚 (目前也不带指数使用)
s_{Zu}	mm	曲轴的轴颈相交
s'_{Zu}	—	涉及连杆轴颈直径的曲轴的轴颈相交
S	—	安全系数
S_D	—	防疲劳断裂的安全性

t, T

t	s, h	时间
Δt	s	时间步骤 (dt 的离散化)
t_{Kr}	s, h	燃油流过时间
T	K	温度
ΔT	K	温度差

	s	振动周期, 周期时间
T^*	K	临界温度
T_o	K	基准温度, 环境条件下的温度, 起始温度 (总状态数值)
T_{oi}	K	温度 (总状态数值)
T_E	K	进气道或考虑的“进气容器”中的温度
T_{E0}	K	进气道中的温度 (总状态数值)
T_{ges}	$\text{kgm}^2 \text{s}^{-1}$	总角动量
T_i	K	不同的因指数 i 造成的温度
T_K	$\text{kgm}^2 \text{s}^{-1}$	活塞的角动量
T_{KW}	$\text{kgm}^2 \text{s}^{-1}$	曲轴的角动量
T_{Km}	K	冷却液的温度
ΔT_{Km}	K	冷却液的温度升高
T_{KmA}	K	冷却液流出温度
T_{K_mE}	K	冷却液流入温度
T_{plosz}	$\text{kgm}^2 \text{s}^{-1}$	振动的连杆质量成分的角动量
$T_{p\text{rot}}$	$\text{kgm}^2 \text{s}^{-1}$	旋转的连杆质量成分的角动量
ΔT_S	K	运行中的螺栓的温度升高
T_W	K	燃烧室壁温度
ΔT_W	K	壁温度差
T_{Wa}	K	冷却液侧的壁温度
T_{Wi}	K	燃烧室的 i 项部分表面的壁温度
T_{Wm}	K	平均壁温度
T_Z	K	气缸中的温度
T_{Z0}	K	气缸中的温度 (总状态数值)
T_{Z1}	K	进气口关闭时气缸中的温度
ΔT_{ZK}	K	工作中的气缸盖的温度升高
T_{Zm}	K	气缸中典型的温度

u, U

u	kJ/kg	可比内能
u_E	kJ/kg	考虑的“进气容器”中的可比内能
u_Z	kJ/kg	位于气缸中气体质量的可比内能
U	m/s	轴向活塞环速度 ($U = \dot{x}_K + \dot{x}_{R\text{iax}}$)
	mm, m	周长

v, V

v	$\text{m/s}, \text{km/h}$	速度, 声速
	m^3/kg	可比体积
$\bar{v}$	m/s	平均速度, 通过声波发射表面平均的声速
v_0	m/s	基准声速
v_1, v_2	m/s	在激励部位上的和在发射点上的固体声速
v_i	m/s	i 项自由度的声速
v_m	m/s	平均活塞速度

v_u	m/s	动量矩的周长速度
V	L, m ³	体积
V_C	cm ³	压缩容积
ΔV_C	cm ³	压缩容积的变化, 压缩容积公差
V_{Gem}	L, m ³	混合气体积
V_h	L, cm ³	气缸工作容积, 活塞排量
V_H	L, cm ³	发动机工作容积, 发动机排量
V_i	L, m ³	不同的因指数 i 造成的容积
V_{Kr}	L, cm ³	燃油容积
V_Z	L, cm ³	气缸容积, 燃烧室容积
V_{Zl}	L, cm ³	进气口关闭时的气缸容积

w, W

w	m/s	流速
w^*	m/s	临界流速
w_m	m/s	平均流入速度
W_b	mm ³	弯曲相关的阻力矩
W_{bS}	mm ³	防弯曲的螺杆的阻力矩
W_i	J, kJ	内功
W_{Kr}	kJ	燃油内能
W_{Ov}	mm ³	涉及椭圆变形的阻力矩
W_{TS}	mm ³	防扭转的螺杆的阻力矩
W_u	J, kJ	多余的能量

x, X

x	mm, m	笛卡尔坐标, 间距变量
	mm	卡圈的开口宽度
Δx	mm	推移, 长度变化, 活塞环的开口宽度变化和活塞销的固定 (卡圈), 厚度变化
x_0	mm, m	x 坐标上特别标注的点, 行程距离
x_1, x_2	mm, m	间距
x_{1E}, x_{2E}	mm	特定的初始值
x_A	mm, μ m	起始振幅 (共振振幅)
x_i	mm	不同的因指数 i 造成的不同的行程或弹簧行程
x_K	mm	活塞行程
x_{KN}	mm	活塞行程 (副连杆)
x_{No}	mm	凸轮升程功能
x_{Noi}	mm	段落 i 中的凸轮升程功能
x_{OT}	mm	涉及上止点位置的活塞行程
$x_{Ri\alpha x}$	mm	活塞环移动的轴向行程坐标
$x_{Ri\alpha d}$	mm	活塞环移动的径向行程坐标
x_S	mm	重心间距, 重心坐标
x_{St1}	mm	新状态下的活塞环开口间隙
x_{St2}	mm	工作面磨损时的活塞环开口间隙

x_{UT}	mm	涉及下止点位置的活塞行程
x_{Ve}	mm	气门升程

y, Y

y	mm, m	笛卡尔坐标, 间距变量
	mm	活塞销偏移量
	μm , mm	活塞销弯曲
	mm	水平移置
y_1, y_2	mm, m	间距
y_K	μm , mm	活塞横向移动
y_S	mm	重心间距, 重心坐标

z, Z

z	mm, m	笛卡尔坐标, 间距变量
	—	缸数
Z	—	系数
Z_O	$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$	声波特性阻抗
Z_A	$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$	辐射尺寸
Z_E	kg/s	输入阻抗
Z_S	$\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$	声阻抗
$Z_{\bar{U}}$	—	传输系数

希腊符号

α

α	$^\circ$, rad	角度, 弧度
	K^{-1}	热膨胀系数
α_1, α_2	K^{-1}	特定的热膨胀系数
$\alpha_{\text{AlSi}12}$	K^{-1}	低共熔活塞合金 AlSi12CuMgNi 的热膨胀系数
$\alpha_{\text{AlSi}18}$	K^{-1}	过共晶活塞合金 AlSi18CuMgNi 的热膨胀系数
α_b	—	弯曲相关的形数
α_D	—	流量数, 流量系数
α_{DA}	—	流出阀门开口的流量系数
α_{DE}	—	流入开口的流量系数
α_{Di}	—	不同的因指数 i 造成的流量系数
α_{Dij}	—	体积 i 和 j 之间的流体横截面的流量系数
α_{cJL}	K^{-1}	灰铸铁的热膨胀系数
α_q	—	涉及横向力的形数
α_s	K^{-1}	螺栓材料的热膨胀系数
α_{su}	$^\circ$	“直” 活塞裙部末端的圆周角
α_T	—	扭转相关的形数
α_V	$^\circ$, rad	V 角
α_{Ve}	$^\circ$	气门座斜角
α_W (α_{Wl})	$\text{kJ}/\text{m}^2\text{K}$	燃烧室壁的导热系数
$\alpha_{W\alpha}$	$\text{kJ}/\text{m}^2\text{K}$	冷却液侧的导热系数

α_{Wm}	$\text{kJ}/\text{m}^2\text{K}$	燃烧室壁时间平均的导热系数
α_{ZK}	K^{-1}	气缸盖材料的热膨胀系数
β		
β	$^{\circ}, \text{rad}$	角度, 活塞倾斜角
	—	应力集中系数
β, β_i	$^{\circ}, \text{rad}$	相位角
β_{Plk}	$\text{N}^{-1}\text{m}^{-1}$	夹紧长度范围内的连杆头的易弯曲性
β_S	$\text{N}^{-1}\text{m}^{-1}$	螺杆的易弯曲性
γ		
γ	$^{\circ}, \text{rad}$	角度, 倾斜角
	—	因数 (例如在活塞销弯曲时)
γ_N	$^{\circ}, \text{rad}$	副连杆的连接角
δ		
δ	mm/N	弹性, 刚性的倒数
	$^{\circ}, \text{rad}$	连杆错位角
δ_{Ers}	mm/N	等效弹性
δ_i	mm/N	不同的标记为 i 的横截面的弹性
δ_{Plk}	mm/N	螺栓范围内的连杆头弹性
δ_{Plk}^*	mm/N	涉及螺栓力的连杆头的弹性
δ_{Plk}^{**}	mm/N	涉及运行力的连杆头的弹性
δ_S	mm/N	螺栓弹性
δ_U	—	不均匀度
δ_{ZK}	mm/N	气缸盖弹性
δ_{ZKD}	mm/N	气缸盖密封件的弹性
δ_{ZKG}	mm/N	气缸体曲轴箱的弹性
ε		
ε	—	膨胀
	—	压缩比
	m^2/s^3	涡流可比动能的耗散率
$\Delta\varepsilon$	—	压缩比的改变, 压缩比公差
ε_1	—	沿着主应力方向的膨胀 σ_1
ε_{el}	—	总膨胀
ε_{ges}	—	弹性膨胀
ε_{pl}	—	塑性膨胀
ε_t	—	切线膨胀
$\varepsilon_{1, 2}$	—	不同的标记为指数的切线膨胀率
ε_{tB}	—	气缸套的切线膨胀
ε_{tU}	—	气缸体曲轴箱的衬套的切线膨胀
ζ		
ζ	—	因数 (在夹紧的部件内在工作力作用时减少螺栓连接的夹紧长度)

η

η	Ns/m ²	动态黏性
η_a	—	直径比
η_e	—	有效的或总效率
η_i	—	内部或指示的效率, 直径比
η_{Kerb}	—	切口应力集中系数
η_{Kr-zu}	—	供油效率
η_{mec}	—	机械效率
η_v	—	完美发动机的效率

θ, Θ

θ	°	侧壁范围和顶部范围的凸轮转角
θ_o	°	前凸轮角范围
θ_{Fl}	°	凸轮工作面角
θ_{Flmax}	°	整个凸轮工作面角范围
θ_i	°	单个的凸轮角段
$\theta_{NW}, \theta_{NWi}$	°	凸轮转角, 凸轮调节转角
θ_{Sp}	°	凸轮尖端角
θ_{Spmx}	°	整个凸轮尖端角范围
Θ	°	反射角
Θ_{ges}	kgm ²	总惯性矩
Θ_{KW}	kgm ²	曲轴的惯性矩
Θ_{Kwges}	kgm ²	曲轴的总惯性矩
Θ_{Plosz}	kgm ²	振动的连杆质量成分的惯性矩
Θ_{Plrot}	kgm ²	旋转的连杆质量成分的惯性矩
Θ_{redi}	kgm ²	降低的惯性矩
Θ_{Schw}	kgm ²	飞轮的惯性矩

κ

κ	—	等熵指数
	—	比例
κ_A	—	在排气道内条件下的等熵指数
κ_E	—	在进气道内条件下的等熵指数

λ

λ	—	过量空气系数
	W/mK	热导率
	m	波长
λ_A	—	新鲜空气或空气消耗量
λ_B	m	弯曲波长
λ_L	—	供应度
	m	空气声波长
λ_{Pl}	—	连杆比
λ_{PIN}	—	副连杆的连杆比

μ

μ	—	摩擦系数，与降低的阀门弹簧质量相关的质量系数，横向收缩系数
	—	系数（尺寸比）
$\mu_{1,2}$	—	不同的标记为指数的横向收缩系数
μ_{Al}	—	铝的横向收缩系数
μ_{ax}	—	轴向摩擦系数
μ_{GJL}	—	灰铸铁的横向收缩系数
μ_{rad}	—	径向摩擦系数

ξ

ξ	—	在螺栓弹簧内直径上的应力提高的校正因数
ξ_S	—	螺栓屈服极限的利用系数

π

π	—	3.141593...
-------	---	-------------

ρ

ρ	g/cm ³	密度
ρ_0	g/m ³	环境条件下的密度，基准密度，涉及未受干扰介质的密度，起始数值（总状态数值）
ρ_{01}	g/m ³	密度（总状态数值）
ρ_{Al}	g/cm ³	铝的密度
ρ_E	g/m ³	认为的“流入容器”的气体密度
ρ_{Eo}	g/m ³	进气道条件下的气体密度（总状态数值）
ρ_{Gem}	g/m ³	混合气密度
ρ_{GJL}	g/cm ³	灰铸铁的密度
ρ_{Kr}	g/cm ³	燃油密度
ρ_{Kro}	g/cm ³	环境条件下的燃油密度，燃油密度的基准值
ρ_L	g/m ³	空气密度
ρ_{Lo}	g/m ³	环境条件下的空气密度，空气密度的基准值
ρ_N	—	连接比
ρ_{Pl}	g/cm ³	连杆材料密度
ρ_Z	g/m ³	气缸中的气体密度
ρ_{Z0}	g/m ³	气缸中的气体密度（总状态数值）

σ, Σ

σ	N/mm ²	应力
	—	反射度
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	N/mm ²	三轴应力状态下的主应力
σ_α	N/mm ²	交变应力振幅
σ_{ax}	N/mm ²	轴应力
σ_b	N/mm ²	弯曲应力
$\sigma_{b\alpha}$	N/mm ²	弯曲交变应力振幅
σ_{bGas}	N/mm ²	在曲轴中/在活塞销中因燃气压力造成的弯曲应力
σ_{bGOT}	N/mm ²	排气上止点曲轴中的弯曲应力
σ_{bKWrot}	N/mm ²	因合成的质量造成的曲轴中的弯曲应力

σ_{bm}	N/mm ²	平均弯曲应力
σ_{bmas}	N/mm ²	曲轴中/活塞销中因质量力造成的弯曲应力
σ_{bmasOT}	N/mm ²	曲轴中因上止点的质量力的弯曲应力
σ_{bmax}	N/mm ²	最大弯曲应力
σ_{bn}	N/mm ²	弯曲额定应力
σ_{bw}	N/mm ²	弯曲交变应力
σ_{bw}^*	N/mm ²	部件相关的弯曲交变强度
σ_{bw10}	N/mm ²	直径为 10mm 的光滑试棒的弯曲交变强度
σ_{bwAl}	N/mm ²	铝的弯曲交变强度
σ_{bwGG}	N/mm ²	灰铸铁弯曲交变强度
σ_{bZOT}	N/mm ²	点火上止点曲轴的弯曲应力
σ_m	N/mm ²	平均应力
σ_{max}	N/mm ²	最大应力
σ_{mec}	N/mm ²	机械应力
$\sigma_{mec1}, \sigma_{mec2}$	N/mm ²	机械应力与燃气压力和质量力特定的曲轴角范围之间的差别
σ_N	N/mm ²	标准应力
σ_{Nn}	N/mm ²	标准额定应力
σ_{NS}	N/mm ²	螺柱中的标准应力（拉应力）
σ_O	N/mm ²	上限应力
σ_{Ov}	N/mm ²	因椭圆变形造成的应力
σ_{OvGas}	N/mm ²	因燃气压力造成的椭圆变形引起的应力
σ_{Ovmas}	N/mm ²	因质量力造成的椭圆变形引起的应力
σ_{rad}	N/mm ²	径向应力
$\sigma_{rad1, 2}$	N/mm ²	不同的标记指数的径向应力
σ_{rada}	N/mm ²	径向交变应力振幅
σ_{radB}	N/mm ²	气缸套中的径向应力
σ_{radm}	N/mm ²	径向平均应力
σ_{radU}	N/mm ²	气缸体曲轴箱环境中的嵌板孔中的径向应力
σ_t	N/mm ²	切线应力
$\sigma_{t1, 2}$	N/mm ²	不同的标记指数的切线应力
σ_{ta}	N/mm ²	切线交变应力振幅
σ_{therm}	N/mm ²	热应力
σ_{tm}	N/mm ²	切线平均应力
σ_u	N/mm ²	最小应力
$\sigma_{\bar{u}}$	N/mm ²	因覆盖造成的预应力
$\sigma_{\bar{u}rad}$	N/mm ²	覆盖造成的预应力的径向分量
$\sigma_{\bar{u}t}$	N/mm ²	覆盖造成的预应力的切向分量
σ_v	N/mm ²	比较应力
σ_{va}	N/mm ²	比较交变应力振幅
σ_{vm}	N/mm ²	比较平均应力
σ_{vmax}	N/mm ²	最大比较应力
σ_w	N/mm ²	交变应力
σ_y	N/mm ²	y 方向的应力

σ_{ySZ}	N/mm ²	附加的螺栓负荷
σ_{zdu}	N/mm ²	抗拉强度/压力交变强度
Σ	—	损害总额
τ		
τ	N/mm ²	剪切应力
τ_O	N/mm ²	扭转应力
τ_T	N/mm ²	扭转应力
τ_{Ta}	N/mm ²	扭转交变应力振幅
τ_{Tm}	N/mm ²	扭转平均应力
τ_{Tmax}	N/mm ²	最大扭转应力
τ_{Tn}	N/mm ²	扭转额定应力
τ_{TS}	N/mm ²	螺杆中的扭转应力
τ_{TV}	N/mm ²	因弹簧预应力造成的扭转应力
τ_u	N/mm ²	最小扭转应力
φ, Φ		
φ	°, rad	角度, 曲轴, 倾斜角
$\Delta\varphi$	°, rad	角度变化
φ_A, φ_B	°, rad	V 形发动机上涉及两个气缸座的曲轴转角
φ_i	°, rad	特定的角度, 曲轴转角
$\varphi_k^{(i)}$	°, rad	取决于阶的“曲拐角”(相位角)
φ_{OT}	°, rad	偏移的和/或水平移置的驱动装置的上止点位置的曲轴转角
φ_{UT}	°, rad	偏移的和/或水平移置的驱动装置的下止点位置曲轴转角
Φ	—	螺栓的作用力情况
χ		
χ	mm ⁻¹ , m ⁻¹	相关的应力下降
ψ		
ψ	°, rad	连杆摆动角, 通道角
Ψ	—	流出函数
Ψ_A	—	流出函数
Ψ_E	—	流入函数
$\Psi_{i,j}$	—	从体积 i 向体积 j 的气体流的流过函数
Ψ_{max}	—	流出函数的最大数值
ω, Ω		
ω	s ⁻¹	角频率, 角速度, “旋转速度”
ω_e	s ⁻¹	固有角频率
ω_{el}	s ⁻¹	I 项度的固有角频率
ω_g	s ⁻¹	极限角频率
ω_{NW}	s ⁻¹	凸轮轴角频率
Ω	—	均衡系数

所述单位的备注:

上述单位是正式允许使用的单位。例如, 如果用 mm 代替 m, 则仅代替相应的量级。相反, 在以 Pa 为单位的压力上放弃对 Pa、kPa 或 MPa 进行区别。

如果没有进行特别备注, 方程不是单位方程。其涉及 MKS 系统的单位 (m, kg 和 s)。

第1章 导 言

本书旨在研究当今所谓的“汽车机械力学”领域，狭义是指活塞式内燃机的计算和设计方法。由于篇幅所限，对所探讨的主题将有所侧重。为此，本书主要探讨乘用车及商用车用高速发动机，具体来说就是四冲程的活塞式汽油和柴油发动机。

活塞式发动机的工作过程采用机械力学和热力学来描述，机械力学和热力学之间的直接相互作用对活塞式发动机具有重要的影响，因此将其按照两个领域来探讨更具意义。为此在由其他原理确定了边界条件的地方，明确其相互的关联。这样的话，在不考虑惯性作用时的动力总成负荷应主要是燃烧室中热力学工作过程的结果。必要的深入研究应当集中在这两个领域中的一个方面。

合适的发动机设计方案在确定前应首先进行简单评估，在初始设计阶段要对发动机结构进行预优化设计。这样才能保证每个部件与设计任务书中的要求一致，并最终据此确定零件的正确尺寸，优化设计就会提出需要适当有效的计算方法的问题。

局外人看来，传统的计算方法可能被专业部门专家使用的、大存储量、需较长的计算时间、复杂、功能强大的计算机软件所取代。正确的是在传统计算方法和计算软件的关联中必须关注适当的利用率成本原则。计算不仅是可使用的辅助工具，并且计算的目的地和必要的精确度决定了应使用计算工具的成本，计算不应只是满足其自身需求的目的。

当今“仿真”的概念虽然还没有准确地定义出来，但却显示出其重大的意义。这样“传统计算”与“仿真计算”之间的界限必然不是很清晰的。主要是与计算工具相关的硬件、方法、软件的进步发挥了作用，因此仿真计算也在不断地改进。尽管仿真计算研究力求达到仿真计算的理论极限，也就是在时间和工作过程中尽可能地精确仿真出实际状态，但这对于计算工程师而言，在实际工作中不一定是必要的和具有重要意义的目标。在此应考虑的是仿真技术应用的重点。

在本书中描述的下述内容对如此丰富的研究题目，在细节上可能不能替代深入的技术研究。同样描述也主要局限在计算应用以及计算过程的表述上，以便不超出本书讨论的范围。为此在本书中引用了大量的文献。

第 2 章 导 论

2.1 开发过程中的计算分析

设计、计算和试验三项工作相互依存、相互关联，正如文献 [A1] 中所描述的。由上述三项工作构成的开发领域正面临着越来越大的压力，主要是越来越短的产品开发时间的压力，因此“同步工程”这样的计算方法变得日益重要。计算的贡献越具有成效，就越能够在开发过程中发挥出其效力。因此计算工作的有效性关键在于要融入开发过程。对于目标要求很高的工作任务，首先应当有针对问题的软件、性能强大的硬件和具有亲和力的友好用户界面。计算的明显优势（此处与仿真相同）在于，样机试制之前的很长一段时间内都可以进行优化，为此可以将研究工作需要的试验样机数量减少到最低程度。因此，能够大幅节支并加速项目进度。特别是涉及多参数变量，计算与试验需求条件不同，没有任何限制，如前所述；如果需要构建昂贵的计算模型，则必须要考虑到经济问题。计算为降低开发成本做出了重要贡献。计算和试验还可对受到某些限制而不能实现的目标进行补充（如非常高的测量成本项目）。此外计算还可以帮助说明解释测量结果。计算和试验的弱点在文献 [A1] 中也进行了列举。

当今充分利用计算技术的潜能主要体现在 CAE（Computer Aided Engineering，计算机辅助工程）这个概念上。此概念还包含着支持产品及方法开发的与数据库接口的程序包，借助于自动解码及层次清晰的用户界面可以对数据进行尽可能合理的检验。为此用户不再必须是计算方面的专家。CAE 系统的单个模块也可作为“CAE 工具”，即对其作为工具来进行标识。对于不同的阶段、存储的研发经验范围及逻辑关系也可使用“专家系统”的概念。CAE 的目的是为开发工程师提供利用产品特定的经验知识库中尽可能有效的手段。为此 CAE 远远超越了计算机辅助支持的计算技术领域。

CAE 是 CAD/CAM 与远程目标 CIM（Computer Integrated Manufacturing，计算机集成制造）的重要连接元素。借助于 CAD 可以生成几何数据。数据通过进行产品优化的 CAE 系统上的标准接口进行传递，之后将优化的几何图形返回到 CAD 系统

中,准确交付 CAD/CAM 应用。通过这种方式产生了 CNC (数控加工程序),以便可以在单个机器上进行应用,此外还必须使用后处理程序 (Post Processing)。应尽可能在制造过程中应用 SPC (Statistical Process Control, 统计过程控制) 并且可将相关数据以 CAQ (计算机辅助质量保证, CIM 计算机集成制造的组成部分) 的形式应用于产品质保。

在这方面应当着重提到的是,为了质量而努力的主要目的不是最终为了监控,而应是将一致性公差结果控制在极小的范围内,以避免进行大量 SPC 工作。

2.2 力学与热力学

活塞式发动机 (即始终是使用往复式活塞的常规形式) 由动态和静态的部件装配在一起,后者承受前者的作用力。每个组件都具有特定的功能。组件可以构成总成模块或功能单元。组件或总成的静态和动态特性依据力学定律。由此得出在发动机力学领域中应用的计算方法。

如第 1 章中所提到的,在此要明确所涉及内容的范围。发动机热力学领域的换气和燃烧以力和高温的形式提供机械和热力边界条件,大大影响到发动机的功能和寿命,但在本书划定的框架中不考虑上述内容。如对“真实”的计算过程及应用领域^[A2 - A13]感兴趣的读者,可以在文献 [A14, A15] 中获得帮助。

2.3 本书所选择的和深入探讨的内容说明

除了与其他科学领域知识划定的界限外,在此进行了合适的说明,即按照什么样的准则在确定的领域内选择相关内容;本书主要考虑的是与发动机力学相关的关键部件、总成和系统。因此,首先要研究普遍已知的因素的关联关系。令人关注的是,补充的及用于对知识理解的事实说明取代了以前通常的讲义。作为本书指导基准的是现代发动机设计理念。其他专题由于上述原因将不在本书中进行详细描述。

设计的重点是计算,我们知道,数学物理模型关联精确的解决方案是以微积分方程式的形式来进行简化和假设的计算。

计算结果可能是理想化的,清晰的可解性只有在特殊情况下才能得出。计算的表述建立在复杂任务的基础上,只有随着结构和空间的离散计算才能获得跳跃式的提高。这意味着上述方程式中的线性和非线性方程组的换算,借用数字化方法与现代的计算机将可以迅速得以完成。

离散计算方法和基本解题算法各自归属其专业领域。主要的问题在于应用这些方法的现状,尤其是在发动机力学领域,而不应理解为纯粹的方法本身。因此在附录中引用了大量与有限元方法 (FEM) 相关的文献。为此应考虑一种在不同关联中一直能够使用的方法,至少应对其基本特点进行相应描述。传统计算方法能力可

以通过计算机的支持得到明显提高。可以将要素计算与通常有些被低估的具体的产品诀窍联系在一起进行综合利用。

最后应指出的是，在本书的第一版中主要对动力学计算——发动机力学的一个重要组成部分（如平衡、曲轴转矩、弯曲和纵向振动）进行了探讨，而对于相对新兴的学科——发动机噪声学未加以考虑。类似的情况也出现在轴承的计算方法中。轴承负荷（主轴承和曲轴轴承）与曲柄驱动力的关联虽然也涉及了，但是滑动轴承基础的附加处理也同样超出了范围。凸轮轴驱动元件的形式（链条、齿轮、衬套、张紧器和减振器）和辅助装置也由于这个原因取消了，可参见后面引用的文献。本书第二版补充了与活塞式发动机平衡相关的章节。

2.4 发动机全新开发及升级开发目标

如图 2.4-1 所示，发动机全新开发和升级开发的目标非常复杂，并且不可避免地存在目标之间的冲突。这些冲突适用于按照给出的边界控制条件并考虑到产品应用的优先级别来进行解决。这也证明了如现代乘用车直喷柴油机、商用车柴油机废气涡轮增压，几十年来一直是广泛应用的并卓有成效的方案，同时微粒过滤器等对于驾驶乐趣和环保不应产生根本性的矛盾。针对氮氧化物排放，柴油机未来应进一步改善排放的废气质量。附加的催化后处理对于柴油机满足未来排放法规是不可避免的。

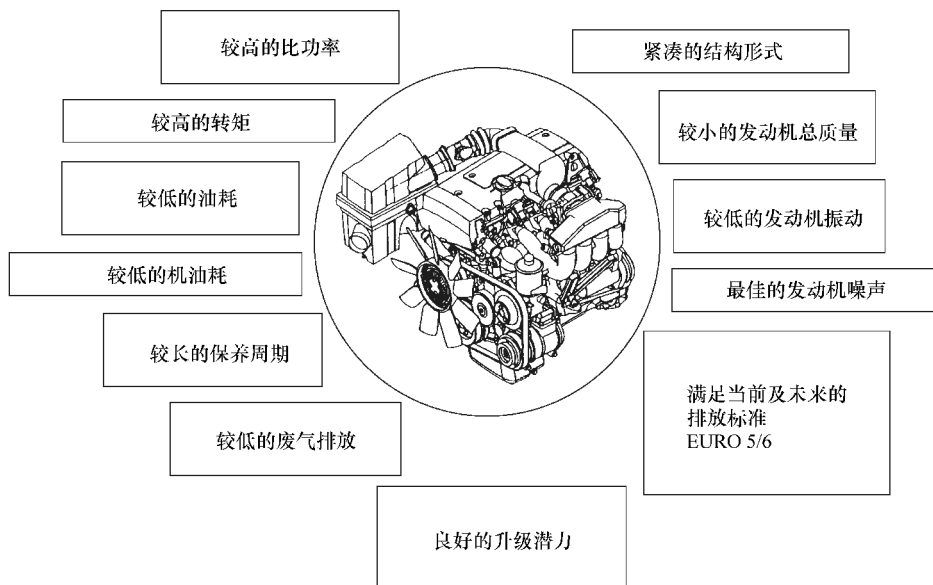


图 2.4-1 发动机全新的和升级开发目标

在汽油机方面不仅由于燃油价格的不断提高,尤其是当前广泛展开的对环境保护的讨论和相关法规的调控,大幅降低燃油消耗(CO_2 排放)处在了绝对重要的位置上。因此正在将直喷技术应用在汽油机上(图2.4-2)。这样汽油机不久将具有接近于柴油机油耗水平的能力,同时可部分收复失掉的市场份额。“气道喷射”系统的应用,即在扩大的特性曲线范围中的分层混合稀燃模式意味着背离了定量混合模式燃烧的学说。三元催化器在空气过量的燃烧时不再能够有效降低氮氧化物,因此在汽油机上也必须使用特殊的废气后处理系统。越来越严格的排放法规不仅要求汽油发动机,而且要求柴油发动机采取昂贵的后处理技术解决方案。

21世纪初,特别是乘用车的驱动系统处于彻底改革之中。环境保护的讨论不仅对于轻量化,而且驱动系统领域中的代用材料,也出现了新的进展。常规活塞发动机的“轻量化”一方面标志为减小排量和减少气缸数,另一方面大大提高其比功率^[A16]。在市场上已经出现混合动力的驱动系统形式。关于驱动系统应用的理由进行激烈讨论是多余的,因为,乘用车直喷柴油机的普及也仅限在欧洲。

集中在主要应用领域中的驱动系统其逐步扩大的差异在此是具有意义的。可以预见,立法部门不断要求利用限制的空间直至实现“零排放区域”。混合动力需要适用于其系统的内燃机,也可以采用电气辅助系统。使用燃料电池的电动机仅利用再生的氢就可以进行工作的模式是具有良好的发展前景的。全球化的驱动系统发展当然对能源资源问题负有不可推卸的责任。

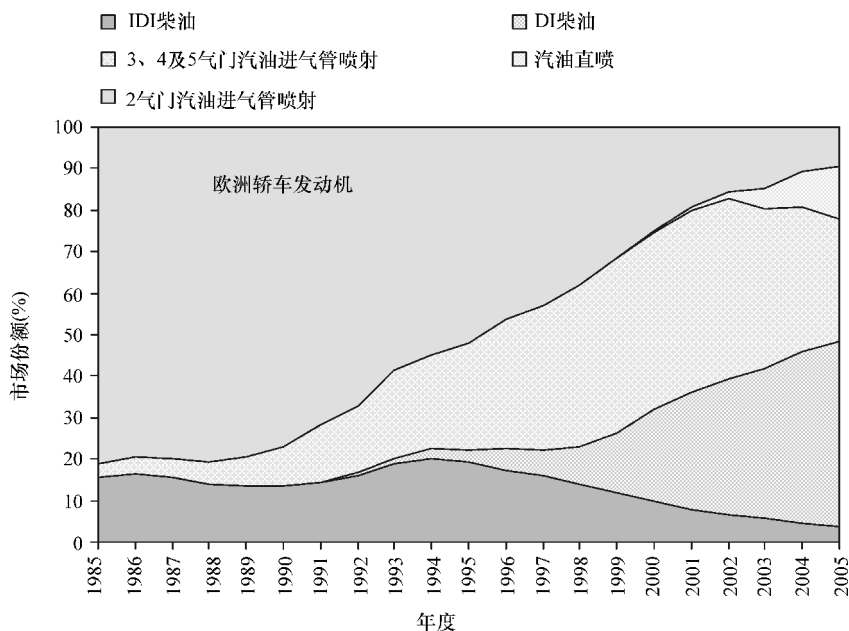


图 2.4-2 1985 ~ 2005 年间乘用车汽油及柴油发动机市场份额 (引自文献 [A17])

第3章 发动机主参数设计

3.1 发动机参数的相关性

发动机设计的第一个草案就已经需要有大量的边界条件。重要的发动机主参数可以直接从动力总成设计中得出。在全球的发动机专业书籍和出版物中都进行过讨论的一系列的物理背景的观点都是重要的；庞杂的各类文献使得找出个别的观点来源是很困难的，但可以获得当地内燃机标准机构的代理帮助（如 [B1 – B4] 中提到的），同时也发布最新的文献（如 [B5 – B6]）。

一个看似已经详尽讨论过的话题再次被提及，可能会有两个原因：第一个原因，与其相关联的目的与不再适合应用的一些标准文献之间存在偏差，有一些汽车发动机的数据也已经过时了。在本书构思时以 20 世纪 90 年代时的技术水平为基础，现在已越来越难以满足时代进步的要求，因此，作者力图不断地对本书的版本进行更新。

下面，我们试图以现在的观点再次简要说明已知的参数的关联性，并对目前在发动机设计实践中采用的评价准则进行简述。除了对新的制造技术、新的设计技术和已有的改进方案、与控制因素和成本增加相关联的外围部件更好的材料持续开发进行表述外，应详细表述在发动机设计上体现出的技术进步。以技术进步带来的大量数据的变化与临界值优化的任务是可以进行比较的。根据变更的任务需求考虑现有的概念（设计理念），例如，环境问题是一个巨大的驱动力，是在产品设计实践中出现最频繁的任务。技术进步是具有革命性意义演变的开端。

另一个原因，应事先明确如何对发动机主参数与动力总成的设计相结合来进行考虑，使设计人员根据其实践经验进行决定。因此，在工程实践中广泛开展着关于发动机主参数及其对零部件尺寸影响的讨论。有时在此过程中出现的是有关专业负责部门和技术决策层之间非常艰难的平衡抉择。

发动机开发中的许多问题往往是由可理解的“过度追求技术的虚荣心”造成的，设计人员总是想设计得非常紧凑，以便达到设计任务书确定的降低重量的要求。因此必须在确定零部件的功能和结构强度主参数（即尺寸和形状）时，考虑

到上述轻量化需求。

3.2 发动机主参数定义

3.2.1 工作容积（排量）

缸径 D_Z 和行程 s 确定了气缸活塞工作容积 V_H 。下式中代入气缸数 z 得出发动机活塞工作容积 V_H ：

$$V_H = zs\pi \frac{D_Z^2}{4} \quad (3-1)$$

排量这一概念与以前传统的定义描述发展是相反的，不再是直接从转矩和功率的要求得出的数值。机动车排量是征税的依据，特别是欧盟严格的排放法规开始实施以及越来越多地受到油耗法规（美国 CAFE 车队油耗的调节/欧共体车队 CO₂ 排放的限制值）的影响，在产品级别中和相关边界条件或多或少对排量进行了限制。排量这一概念的技术特征，在乘用车领域中级和高级车的划分与排量相互关联起来，在商用车领域也是类似的。在英美语系的国家中通常采用的分类，如“轻型”“中型”和“重型”（此处不要与美国排放法规中类似分类混淆）是结合排量来分类的构思。开发新的发动机是以目标需求为依据的，由此来确定排量。为了满足尽可能多的客户需求，一些车辆会配备不同的发动机。发动机和整车的尺寸在一定的程度上相互作用，并相互协调。若排量确定了，每个气缸单元的尺寸仅在某些合理的范围内是有意义的。在第 3.3 节中将讨论这一重要内容。

3.2.2 功率和转矩

发动机有效功率 P_e 和转矩 M 是设计任务书中除了排量 V_H 之外的重要参数：

$$P_e = p_{me} V_H i \frac{\omega}{2\pi} \quad (\text{二冲程 } i=1; \text{ 四冲程 } i=1/2) \quad (3-2)$$

$$P_e = M\omega \quad (3-3)$$

$$M = p_{me} V_H \frac{i}{2\pi} \quad (3-4)$$

式中， p_{me} 是平均有效压力，是发动机做功能力的（与排量相关的每个工作循环）标识；指标 i 考虑工作循环与转速之比（四冲程发动机 $i=1/2$ ）； ω 代表角速度： $\omega = \pi n/30$ ， n 为发动机的转速。

3.2.3 比功率

它是由功率和排量以比值的形式体现的发动机最重要的特性参数：

$$\frac{P_e}{V_H} = p_{me} i \frac{\omega}{2\pi} \quad (3-5)$$

在发动机设计方案尚未确定的时候，该参数能够对期望的开发结果给予特殊的启示，为采用确定的排量达到功率开发目标，可以选择 3 条不同的路线：

- 发动机设计采用尽可能高的平均压力，即输出强劲的转矩。
- 发动机设计采用尽可能高的额定转速。
- 折中的设计方案。

在商用车柴油发动机设计方案的决策时，依据自然是利于转矩强劲的需求，同时废气涡轮增压是解决这一问题的关键。大多数汽油发动机都是折中的设计方案。随着对比功率不断提高的要求，同时也需要提高额定转速。换气系统必须满足较大的供气需求，至少在汽油发动机上 4 气门技术是当今合适的问题解决方案。进气损失减少优化了混合气充量，并同样提高了平均有效压力。这当然不用特殊的技术措施就能限定了较高的发动机转速范围，可变气门控制（改变配气相位、控制时间、气门行程、控制气门开闭的系统）和在中低转速范围用于补偿转矩损失的可变长度进气歧管在设计上是耗费巨大的，但其实际应用意义却是在不断增长的。相关的技术开支证明这些折中在很大程度上是站不住脚的。通过高速运动法规限定的发动机，例如目前 1 级方程式使用的吸气式发动机必须完全考虑高额定转速的方案，其额定转速与常规发动机相比要高出 1 倍。

3.3 缸体与曲柄连杆机构的主参数选择

3.3.1 行程缸径比

在方案设计中考虑行程缸径比 s/D_z 。使用下列术语：

- s/D_z
- = 1 → 常规
 - > 1 → 长行程
 - < 1 → 短行程

具有继续提高平均有效压力及由此提高转矩并降低转速（降低油耗）需求的商用车柴油机满足采用较长行程设计的前提。

乘用车汽油机同样流行采用加长行程达到扩大排量目的的设计方案。此外有一些新的设计方案显示已经采用了较长的行程设计。值得一提的是，长行程设计方案有下述优点：

- 为以转矩为导向的设计方案提供了有利的前提条件（转矩特性）。
- 紧凑的燃烧室（在相同的气缸工作容积时有利的面容比）提高混合气质量等级及排放特性。
- 每个气缸单元较小的振动质量。

• 在相同的气缸压力过程时, 较小的活塞直径降低了由爆发压力决定的驱动机构的负荷。

当然相对的长行程设计也有下述已知的缺点:

• 较小的缸孔直径限制了气门直径和时面值, 在影响中低转速区充气系数方面绝对是个缺点。

• 较小的缸孔直径和较大的行程提高了活塞平均速度 (摩擦功率提高、限制了发动机转速)。

• 较长的活塞行程虽然降低了活塞直径上的振动质量, 却提高了振动惯性力, 对发动机平稳运转是不利的, 仅可以使用较长的连杆。

• 较长的行程使转动惯量也增加了。

• 较长的行程通常对较大的连杆倾斜状态起作用并由此使活塞增加了较大的侧向力负荷 (较大的活塞变形、摩擦和较大的活塞磨损)。

按照文献 [B7], 长行程设计在低、高转速的作用是不同的。常规至长行程/缸径比在中低转速获得体积效率、压缩排气压力、平均有效压力、热效率和比油耗的改善。随着转速的增加, 摩擦损失也大大地提高了, 以至于短行程/缸径比具有优势, 因为摩擦功率的获得可克服较高的热损失。

在这一关系中有趣的是在文献 [B8] 中 4 气门汽油发动机试验的燃烧室优化, 尽可能小的表面体积比在大行程/缸径比、小气门夹角和大气缸工作容积 (对此的估计见 3.6 节) 之间进行调整。尽可能大的表面体积比用于整个活塞面积的挤压面由同样大的行程/缸径比、大的气门夹角和小的气缸工作容积得出。挤压面是活塞底部凹陷的表面部分, 与气缸盖的除燃烧室半球状以外的表面在上止点构成紧密的空间区域。

这对换气运动具有很强的影响。由此得出结论, 一个“轻型的”长行程的曲柄连杆机构 (注: $s/D_z = 1.0 \sim 1.1$) 对于 4 气门汽油机的批产型乘用车为不提高额定转速提供了最佳的前提条件。在文献 [B7] 和 [B8] 中的陈述对此并不构成矛盾。利用缸孔和活塞行程已经确定了主要尺寸并做出了设计方案的决策。对于已经提及的活塞平均速度 v_m 、活塞行程 s 和角速度 ω 是标准的:

$$v_m = s \frac{\omega}{\pi} \quad (3-6)$$

给当代的工程师在培训期间提出的建议, 应避免 20m/s 及更高的活塞平均速度一直是有效的。

3.3.2 连杆比及连杆中心距

连杆比 λ_{Pl} 是曲轴半径 $r = s/2$ 和连杆长度 l_{Pl} 的系数

$$\lambda_{Pl} = \frac{r}{l_{Pl}} \quad (3-7)$$

$r = s/2$ 仅适用于没有活塞中心线偏移或限制的曲柄连杆机构。

如果方案决策采用了较长行程的设计, 平静的运转和舒适性的改进只能是期望, 连杆比会适当弥补一下上述缺点, 但这就需要一个较长的连杆方案。乘用车汽油和柴油发动机相应的开发趋势目前还无法估计。行程及缸径的确定一直兼顾其他决定, 如要避免上述缺点, 对于乘用车发动机大于 0.3 的 λ_{Pl} 值不再是合适的。新商用车柴油发动机的区别在这一关系上不再值得一提。

3.3.3 缸体高度

行程 (曲轴半径 r)、连杆长度 l_{Pl} 及活塞压缩高度 H_K (活塞销中心线至活塞顶之间的距离), 确定了缸体高度 L_{Bl} 和缸体顶面的高度, 即曲轴中心线至气缸体顶面之间的距离 (图 3.3-1):

$$L_{Bl} = r + l_{Pl} + H_K \quad (3-8)$$

式 (3-8) 必须视不同情况校正活塞突出量, 通常为 0.01 ~ 0.1 mm。

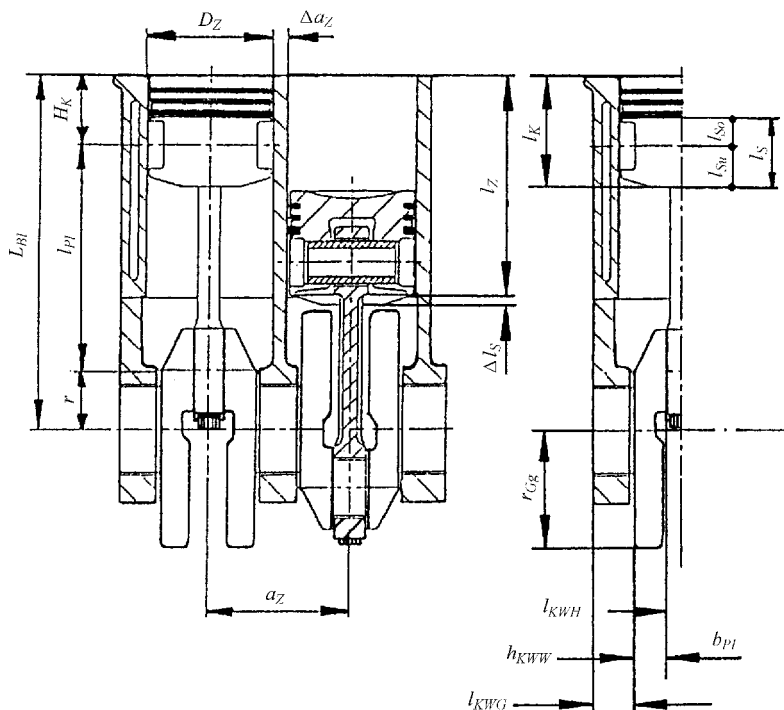


图 3.3-1 曲柄连杆机构与气缸体之间主要尺寸的关系

对于较小的缸径和较长的行程设计方案, 按目前的设计原则应采用较长的连杆来增加缸体高度, 而减小活塞压缩高度的方法仅在部分设计实例上可实现。

乘用车发动机的开发经验证明, 如果活塞压缩高度没有裕度, 则缸体高度必须增加 (如德国大众公司 2.0L 发动机的气缸体, 由于连杆长度由 220mm 增加至

236.5mm, 导致缸体高度增加), 因此在汽油发动机上降低压缩高度具有重要的意义。降低活塞环的径向高度对降低活塞压缩高度也做出了重要的贡献。可制造性、磨损特性和成本确定了活塞压缩高度降低方案的可行性, 总而言之活塞制造商与活塞环制造商也在共同开发用于最小压缩高度的设计方案。

3.3.4 活塞直径及质量

“净”活塞质量 m_K (无活塞销及活塞环) 大约按活塞直径 D_K 的三次幂增长, 用于活塞质量可比较的评价参数, 使用所谓的 k 系数来表示 (g/cm^3):

$$k = \frac{m_K}{D_K^3}; m_K = kD_K^3 \quad (3-9)$$

用 k 系数来表示活塞质量指标, 不同直径活塞的质量指标可以相互比较, 使用 k 系数描述汽油发动机活塞质量具有重要意义。图 3.3-2 显示了不同活塞直径的活塞质量 (汽油发动机) 的关系, 同时也显示了 k 系数相同的曲线。批产活塞、开发中活塞、用于研究的发动机活塞、摩托车活塞采用了不同的符号来进行标识。与汽油机相比具有较低转速的乘用车柴油机上活塞质量仅在最近才引起重视, 直接喷射柴油机活塞的 k 系数大约处于 0.95 ~ 1.10 的范围。在商用车柴油机上活塞质量及 k 系数相对于缸内爆发压力负荷而言并不占主导地位, 气体压力侧的活塞、活塞销、连杆以及曲轴负荷以活塞直径的二次幂、惯性力侧以三次幂增长。

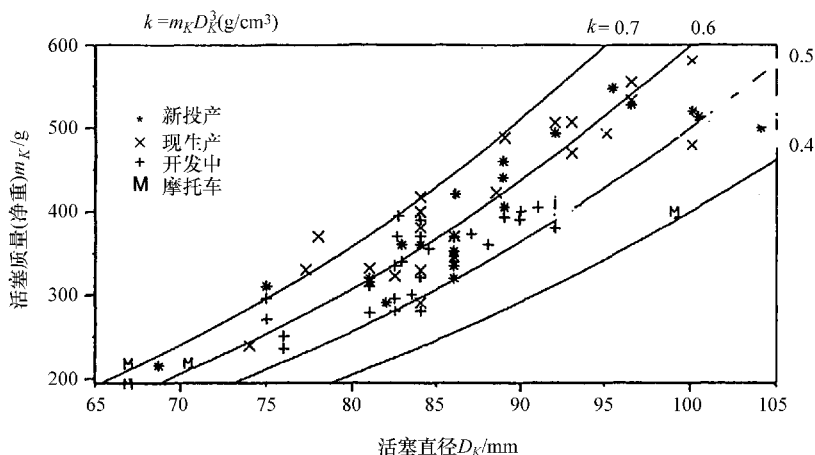


图 3.3-2 恒定的 k 系数曲线取决于活塞直径的乘用车汽油机的 (干) 活塞质量 (批产状态 1989/1990 及在这一时间段中进行开发的)

3.3.5 活塞压缩高度

活塞的压缩高度对活塞质量具有巨大的影响 (k 系数) (图 3.3-3)。最小的压缩高度通过内部及外部尺寸综合确定 (图 3.3-4)。若活塞没有一定的凹坑深度, 即压缩容积主要或全部都在缸盖中, 则活塞压缩高度通过内外部尺寸确定是正确的

(具有 FlatTop 或活塞平顶凹坑), 首先适用于具有突出的活塞顶凹坑的活塞, 例如用于直喷柴油机或暂时典型地应用于汽油机的 Heron 燃烧室。用于汽油机具有批产能力的三活塞环槽的活塞, 其绝对压缩高度最小的是活塞直径的 36%。还可以通过较低的火力环岸 (HC 优化) 达到较小的压缩高度的数值。最新设计方案的上限值是活塞直径的 45%。较大的压缩高度由于气缸负荷提升的原因, 与当今对汽油机噪声要求是相矛盾的。

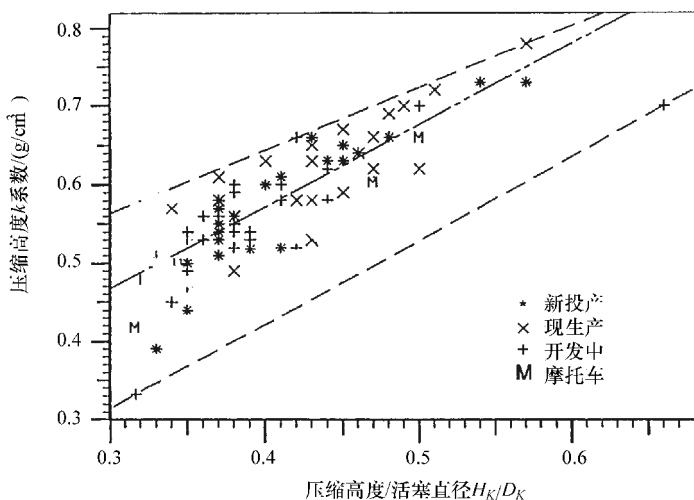


图 3.3-3 取决于活塞直径的相关压缩高度 k 系数
(批产状态 1989/1990 及在这一时间段中进行开发的)

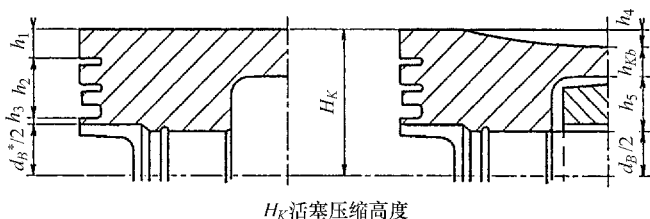


图 3.3-4 通过活塞内腔及外部环槽尺寸确定最小的压缩高度
(按汽油发动机活塞描述)

h_1 —火力岸高度 h_2 —环带高度 h_3 —底岸高度 h_4 —活塞销直径
 h_5 —活塞顶厚 h_{Kb} —燃烧室深度 d_B —连杆小头回转高度 d_B^* —活塞销自由抽出直径

柴油机活塞为保证活塞的可靠性需要较大的火力环岸 (特殊情况: “Head - land” 形式) 及由负荷决定的较高环岸和较大尺寸的活塞销直径。此外在直喷发动机上按照燃烧方式具有不同的活塞顶凹坑直径与深度的比例关系, 对于压缩高度的上、下限的要求因此也会存在问题。对于乘用车发动机活塞压缩高度范围数值在活

塞直径的 50% ~ 60% 之间, 商用车有典型意义的范围是在 60% ~ 70% 之间。在相同的气缸体的基础上通过行程的改变, 从而改变燃烧室形状, 这在开发实践中是相当普遍的。连杆为了保证通用性考虑为相同件, 必须使用具有不同压缩高度的活塞, 活塞压缩高度的变化为

$$\Delta H_K = \frac{(s_{\text{alt}} - s_{\text{neu}})}{2} \quad (3-10)$$

用“alt (旧的)”和“neu (新的)”的下标来标注行程变量 s 。在行程加长时应注意, 为了使活塞在气缸中继续挤压, 一半的行程变化也相当于活塞压缩高度的变化。

3.3.6 行程、缸径和气缸数

在乘用车和商用车发动机 (4 冲程) 上有意义的气缸直径绝对的下限和上限尺寸 (缸径 D_z) 如下:

摩托车	(55) 60 ~ 95mm
乘用车汽油发动机	60 ~ 104mm
乘用车柴油发动机	75 ~ 90mm
商用车柴油发动机	90 ~ 160mm

上述限值要求为建议值, 应以实际经验为基础, 此外很难精确地确定一个通用的极限范围。在上限范围中首先很难充分利用可能加长行程的潜能, 并且最终导致气缸数量的增加。在实践中通常受到现有生产设备 (钻孔)、零件通用化 (成本原因)、安装空间等的限制。

缸数的增加改进了转矩均匀性, 有利的气缸布置还提升整机的平衡性, 但摩擦功通常会增加。在采用相似的曲柄连杆机构时气缸容积的减小意味着内部效率改进要求不高, 如有时在通俗文献中读到的, 由于不利的面容比 (见 3.6 节) 至少会引起混合气质量等级的劣化, 但这并不应与由相似研究推导出的结论相矛盾。

在同一个特定的工况中及同一个平均活塞速度下以增加气缸数 z 和减小排量 V_H ($P_e/V_H \sim 1/\sqrt[3]{V_H}$ 以及 $\sim \sqrt[3]{z}$) 来提高比功率 P_e/V_H 。特别是可以采用小的气缸单元获得非常高的比功率, 主要在于能够持续利用快速运转的能力。为此, 气缸数的增加, 可以降低热负荷, 由此可以提高压缩比。实践经验是在气缸数增加时总是对油耗会产生微小的损害, 同时会导致摩擦损失提高。

对行程有利的设计带来结构高度的增加, 节省了结构长度。在对缸径有利的设计上情况则是相反的。这一通常来说是无用的注释因为其完整性而被保留。较大的缸径通过气门直径优化间接改进了充气系数, 由此可以抵消进气质量等级中的缺点 (对此附加的形式见 3.3.1 节)。

对于具有明显大于 92mm 缸径的汽油机应注意, 尽管是轻型结构 (较小的 k 系数) 但其质量仍是绝对大的。按照气缸的排列要求与其相应的设计措施, 在 2 阶

惯性力未得到平衡的直列4缸发动机上, 为了达到所要求的 NVH 性能可以附加必要的平衡轴系统^[B9]。

鉴于成本方面的原因, 保持较低气缸数的方案是不可替代的。对于这一方案决定性的因素是空间方面或现有的生产设备(缸盖的孔位)的限制。这一方案主要适合大于2.0L排量的4缸发动机。

3.3.7 缸筒长度、活塞裙部长度与活塞突出量

由于越来越紧凑的发动机的设计要和必不可少的结构方案相一致, 其他的主要尺寸也是具有特殊意义的。在下止点时活塞裙部的下凸量会对活塞的功能造成损害或至少在下凸量范围内增加了裙部的磨损(在下止点接触面变换时活塞的倾斜状态)。活塞裙部的下凸量尺寸 Δl_s 由下裙部长 l_{Su} 、活塞行程 s 、压缩高度 H_K 和缸筒长度 l_Z 进行计算(图3.3-5):

$$\Delta l_s = l_{Su} + s + H_K - l_Z \quad (3-11)$$

因为 $s/2 + H_K = L_{Bl} - l_{Pl}$ (见3.3.3节), 式(3-11)可以用其他参数给出。

活塞裙部越短在下止点下凸量就越小, 最短的活塞裙部少于40%, 大多数为汽油机活塞直径的40%, 最大至50%。作为研发经验可以适用, 当裙端不大于裙长15%时应更换。根据当今的观点, 活塞直径45%是有效的裙部长度。

活塞足够的直线运动可保证在40%以上。应注意到, 不提倡为了减轻质量而继续缩短裙部(所说的数值不考虑裙部的凸缘)。

缸筒长度 l_Z 可以由式(3-11)推导出。如果代入整个活塞外廓高度 $l_K = H_K + l_{Su}$, 当然除了在设计实践中已经提及的活塞参数, 压缩高度和下裙部长度的总和仅起到次要的作用, 可以由下式变换(图3.3-5):

$$l_Z = l_K + s - \Delta l_s \quad (3-12)$$

众所周知, 气缸必须可以容纳除下凸量 Δl_s 以外的整个活塞的长度, 并可以通过整个行程长度 s 。

3.3.8 曲轴回转轮廓及活塞间隙

利用较紧凑的结构设计形式总是会出现冲突, 曲轴平衡块与活塞在下止点范围

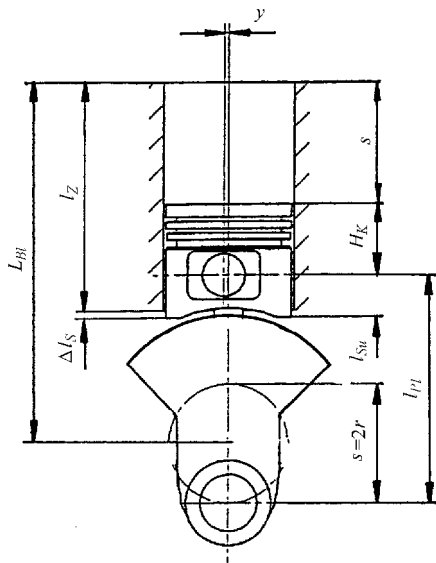


图 3.3-5 活塞轴端主要参数

会出现“碰撞”（下止点不是必然关键的曲柄位置。在具有向外扩展半径的配重上曲柄位置大多处于下止点位置以外的 $20^\circ \sim 40^\circ \text{CA}$ ）。此时外部及内部的平衡在于相对于符合足够活塞裙部长度要求的主轴承负荷、裙端及下拱顶的销轴尺寸（惯性力安全性）设计。不断增长的还有在曲轴上集成的信号盘的安装难度，信号盘即用于发动机控制的脉冲传感器接收信号。总的来说汽油机要比柴油机的难度更小一些，图 3.3-6 详细描述了其关系。

尽管这些可以一目了然地了解，并可以用简单的数学平均值透明地进行表达，但是在实践中对此经常会出现误解。随着 2D/3D - CAD 系统的扩展以及选择一个可行的运动学模型可以使这一冲突快速地显现出来，通过在关键的范围内利用相应的 CAD 系统功能进行测量可以精确地求得实际的状态。最后，利用这一辅助手段还可以相当简单及快速地进行参数变量的计算。这首先简化了不可避免的对误差的研究，如果这种误解是可能的，这将在大多数情况下关系到对制造误差的考虑，而不是对公称尺寸缺陷的考虑。按图 3.3-6 首先可以概括，配重半径 r_{Gg} 及与活塞在理论上必需的裙部间隙圆角 r_{Sa} 的必要的回转空间：

$$r_{Sa} = r_{Gg} + \Delta r_{Gg} \quad (3-13)$$

裙部间隙圆角的切入点在实际中不必要用曲轴轴线来减小。例如较小的圆角利用切入点在曲轴轴线以上在个别情况下是完全可以有帮助的，并可以节省 1g 甚至更多的重量（图 3.3-7）。因此理论裙部空隙圆角本身对于这一冲突考虑是重要的。根据连杆长度 l_{Pl} 在下止点位置分配曲轴圆角 $r = s/2$ （在曲柄驱动上仅精确地适用无偏心/限制），曲轴自由空间或裙部空隙圆角 r_{Sa} ，在下拱顶时活塞销套的壁厚 s_N 以及添加物 Δs_N ，应考虑到通常分为 5 部分的活塞铸芯的孔夹板的基准斜面（轴套下拱顶的壁厚因此向外扩大），以及半个活塞直径 $d_B/2$ （图 3.3-6）：

$$l_{Pl} = \frac{s}{2} + r_{Sa} + s_N + \Delta s_N + \frac{d_B}{2} \quad (3-14)$$

$$r_{Sa} = l_{Pl} - \frac{s}{2} - \left(s_N + \Delta s_N + \frac{d_B}{2} \right) \quad (3-15)$$

同时下裙部长度 l_{Su} 在极限情况下由以下尺寸构成：

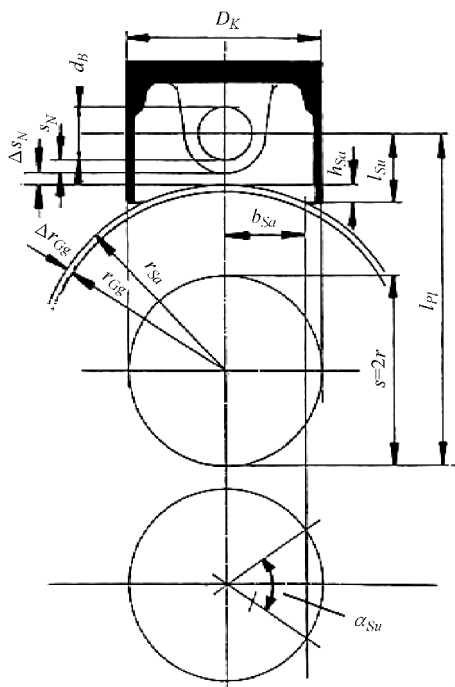


图 3.3-6 曲轴自由空间及活塞裙部长度

$$l_{Su} = h_{Sa} + s_N + \Delta s_N + \frac{d_B}{2} \quad (3-16)$$

由式 (3-15) 及式 (3-16) 得出

$$r_{Sa} = l_{Pl} - \frac{s}{2} - l_{Su} + h_{Sa} \quad (3-17)$$

代入尺寸 h_{Sa} 、活塞压力侧及背压侧在裙部长度之间的差异和在销套以下的切口范围的其他参数。由图 3.3-6 得出结论，与裙部长度联系在一起间隔 b_{Sa} 也具有意义。

活塞裙部长度的测量在 3.3.7 节中进行了描述。“活塞裙部长度”的概念不十分明确并不时引起专家们的讨论。从活塞开发人员的角度来看裙部凸缘，即在配重之间人工地延长裙部，在裙部长度测量时未考虑到。尽管如此裙部凸缘有时显示出好像是不再值得推荐的多余之物。按照当今轻量化结构的观点以及由此得出的壁厚对此产生了疑问，是否具有较小刚性的自由承载的端部还可判定直行的特性。这一猜测至少在汽油发动机的活塞上是合理的。总的来说，柴油机活塞的尺寸确定时很少考虑裙部凸缘。

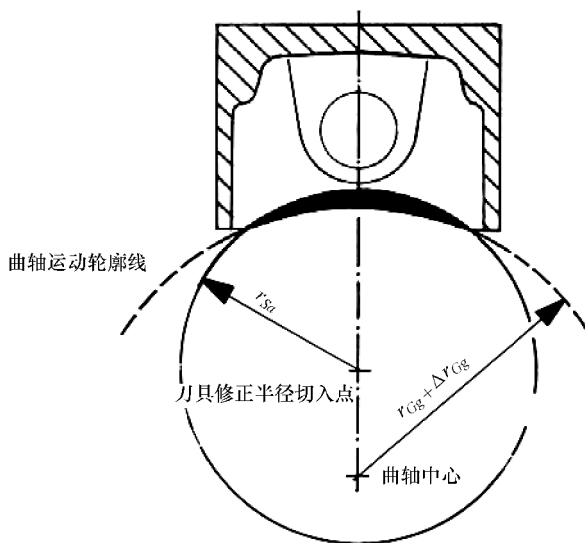


图 3.3-7 理论与实际上可能的活塞裙部空隙圆角

裙部凸缘与裙部端噪声（“冷敲缸”：发动机冷机状态下活塞裙部噪声^[B10]）的优化设计是相互对立的，并给出了重要的导轨面（图 3.3-8）^[B11]。根据这一背景，活塞裙部下端在圆周 a_{Su} 上至少由 60° 夹角构成。尺寸 b_{Sa} 由以下条件得出：

$$\frac{2b_{Sa}}{D_K} = \cos \frac{a_{Su}}{2} \leq \cos 30^\circ = \frac{\sqrt{3}}{2} \quad (3-18)$$

$$b_{Sa} \leq \sqrt{3} \frac{D_K}{4}$$

最后 h_{Sa} 还可以用 b_{Sa} 和 r_{Sa} 表示:

$$h_{Sa} = r_{Sa} - \sqrt{r_{Sa}^2 - b_{Sa}^2} \quad (3-19)$$

代入式 (3-17) ~ 式 (3-19) 活塞裙部间隙圆周 r_{Sa} , 在此采用极限角度 $r_{Sa} = 60^\circ$, 取决于对其确定的参数进行计算:

$$r_{Sa} = \sqrt{\left(l_{Pl} - \frac{s}{2} - l_{Su}\right)^2 + \frac{3D_K^2}{16}} \quad (3-20)$$

最大可能的配重圆角在考虑到方程式 (3-20) 时可以得出:

$$r_{Gg} = r_{Sa} - \Delta r_{Gg} \quad (3-21)$$

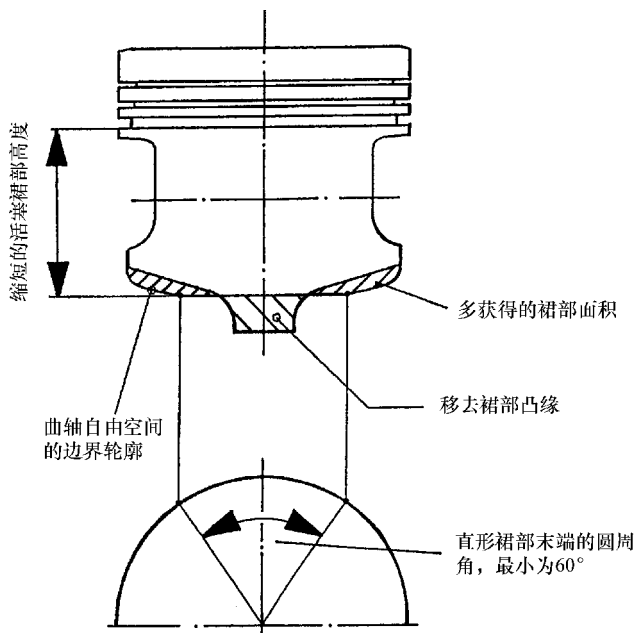
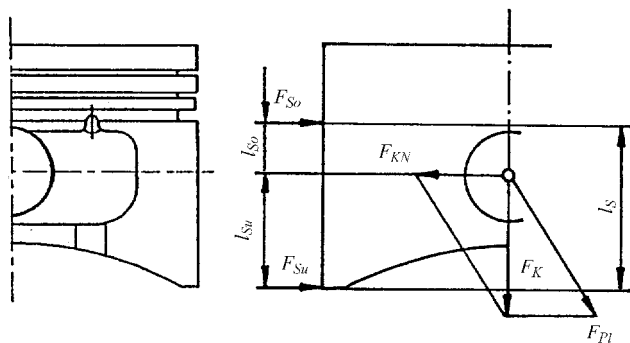


图 3.3-8 用于冷机时降低裙部噪声的活塞裙部的优化形状 (Cold Slap);
主要用于汽油发动机活塞 (插图选自活塞施密特公司, 目前为活塞施密特 -
匹尔堡股份公司/活塞施密特公司的内部资料)

应注意在实践中无论如何都必须考虑到可能会有不利于叠加的公差。

类似的观察在相应的方式下可以用于改变配重圆角。可以根据实际存在的驱动机构的设计显示出, 这一方案对紧凑的结构形式没有实际的帮助。因为活塞由运动学决定的仅相对“较慢”的由止点位置移动出来, 可能的圆角放大是适度的。一

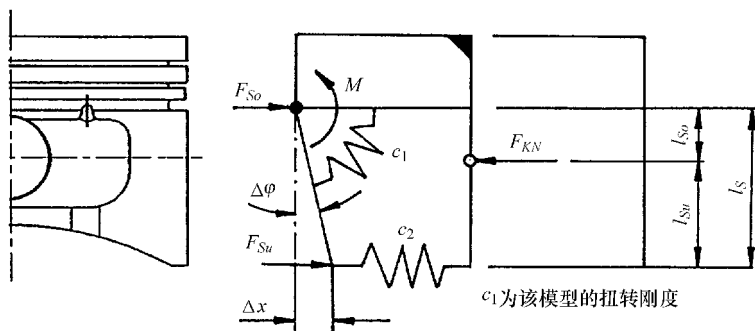
定的支撑作用最后对其是不能约定的。用于这一估计已经可以用很抽象的模型来实现。图 3.3-9 首先显示了刚性的、裙部上、下支撑的活塞。裙端的负荷会随裙部下部的相对增长而减小。



$$F_{Su} = F_{KN} \frac{l_{So}}{l_S} \text{ 及 } F_{Su} = F_{KN} \left(1 - \frac{l_{Su}}{l_S}\right)$$

图 3.3-9 最简单的刚性二维活塞裙部支撑力备用模型

图 3.3-10 再次描述了图 3.3-9 中的简单模型。更细化的在于弹性概念的应用。即在缸盖与裙部之间的弹性连接，在另一方面一直认为是刚性的。此外裙端也是弹性支撑。这意味着以最初的二维方式近似于实际的弹性变形。裙端的负荷随下裙部范围的扩大而减小。对于刚性很大的裙端或裙上部边缘的不考虑扭转刚度，在裙上端的负荷与图 3.3-9 的刚性情况一致。除了裙部的延长部分，也是可以解释的，压力作用在裙部凸缘上，使上裙端的裙部弹性变形变大，导致比较有利的负荷比。通过上裙部范围的加固，起到相对降低裙端的负荷的作用。



$$F_{Su} = F_{KN} \frac{l_{So}}{l_S} \frac{1}{1 + \frac{c_1}{(c_1 + c_2 l_S^2)}} \text{ 及 } F_{Su} = F_{KN} \left(1 - \frac{l_{Su}}{l_S}\right) \frac{1}{1 + \frac{c_1}{(c_1 + c_2 l_S^2)}}$$

图 3.3-10 最简单的弹性二维活塞裙部支撑力备用模型

根据非常简单的模型得到的结果，其说服力没有得到高的评价。这样就可以设想活塞裙部在这一静态确定的方式下借助于气缸中的两个单力进行支撑不能实现。但可以解释的是，与裙部下沉问题联系在一起（由于发动机工作时的塑性变形引起的直径变小）特别是由汽油发动机活塞实际获得的经验可以给予支持：

- 裙部凸缘虽然由于噪声的原因是不令人满意的，但是考虑的在公称直径范围对于避免裙部收缩趋势起到积极作用。
- 弹性的裙部，同时通过周边分布的降低应力的分力负荷减轻了裙部收缩。
- 轴向和径向的刚性分布影响局部负荷。

活塞裙部造型、噪声及存在的变形的主体范围可能过于强调。由于裙部造型对噪声及变形的影响，因此在设计实践中具有非常大的意义。

除了必要时在下止点范围内关键的比例关系外，还应检查在最不利的位置上倾斜的连杆与按照所谓“连杆包络线”的气缸下边缘之间的间隙情况，通过所有可能的具有较小的曲轴转角的连杆位置的交叠运动轨迹体现出连杆的运动空间需求。此外还应注意由于V形或对置发动机的气缸布置具有的特殊性。

尽管许多变量外在驱动机构设计时关于有意义的过程的疑问可以很快地进行回答。首先出于此目的，应暂时规定或确定用于发动机方案的行程及缸孔。活塞压缩高度及连杆长度应与已有的气缸体相匹配。活塞压缩高度在汽油发动机上主要处于最小标准。是否考虑到特殊的要求可以实现最小的压缩高度，取决于燃烧室的形状及布置。这适用于汽油发动机及柴油发动机。如果外部尺寸合适，则活塞设计应通过。同时应说明平衡的重要性。然后优化是一个叠加的过程。必要时应修正行程、缸孔或连杆长度等主要尺寸。如果保持原状的结构空间首先不能保证的话，无论如何都不应放弃在正确设计裙端或保证惯性力的销孔时对足够的活塞裙部长度的要求。其他已经与设计草案一起带来的功能缺点以后不会再抵消。

3.3.9 活塞结构尺寸

作为发动机主要尺寸的组成部分，对于驱动系统设计很重要的活塞尺寸在前面的章节中已经进行了描述。此外，在活塞上还具有其他重要尺寸，对压缩高度或活塞销长度或多或少会起到影响。在此，首先功能和结构强度的观点是很重要的，这些将在活塞计算章节（4.2节）中进行描述。以汽油发动机为例，活塞主要尺寸在图3.3-11中进行了描述（汽油或柴油发动机活塞在这一关联中不起作用）。活塞制造商的技术手册给出了进行活塞设计建议的主要尺寸（例如文献[B12, B13]）。所述数值符合技术进步的要求。与新发动机构造联系在一起的最新的要求在专业出版物中进行了描述。

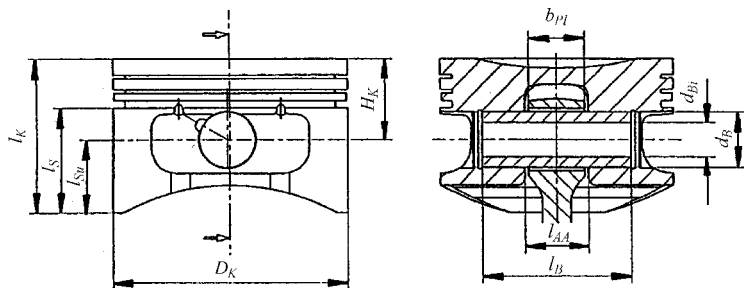


图 3.3-11 活塞的主要尺寸 (图示为汽油发动机活塞)

D_K —活塞直径 l_K —活塞总高 H_K —压缩高度 l_S —活塞裙高 l_{Su} —下裙高
 l_{AA} —孔间距 b_{Pl} —连杆宽 d_B —活塞销外径 d_{Bi} —活塞销内径 l_B —活塞销长度

3.4 缸体主参数

3.4.1 缸心距与气缸间厚度

缸心距 a_z 是“最新”重要的主要尺寸，最终决定了发动机的结构体积并由此可影响到其重量。缸心距取决于缸体及气缸布置的技术方案。整体式结构存在湿缸套或干缸套之争。商用车发动机为了便于维修保养优先采用了湿式灰铸铁缸套。在乘用车领域，许多年以来主要使用整体结构的灰铸铁缸体，轻量化的铝材料由于乘用车越来越重的发展趋势而具有重要的意义。2006 年，在欧洲乘用车发动机装配的铝缸体首次超过了灰铸铁缸体。

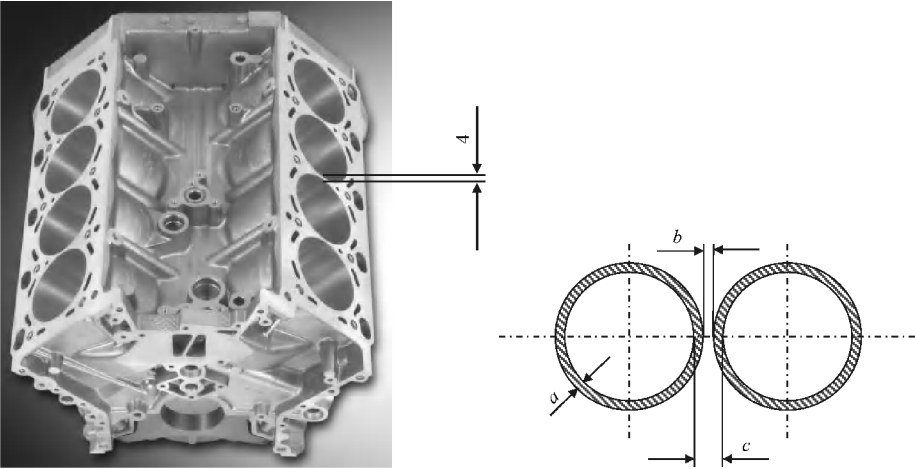
首先，灰铸铁湿缸套同样还是通行的，带有过共晶铝硅合金气缸工作面的整体式铝缸体终于在高端市场上获得认可。一个高性价比的代用方案是使用成本略低的低共晶铝硅合金，涂覆镍碳化硅弥散涂层，但是该方案不适合在多缸发动机上应用 (见 4.5.1.1.3)。在成本发挥决定性作用的大批量生产中，尽管具有潜在的功能缺陷，但是压铸的铸造缸套还是得到广泛应用。在此期间压铸与采用芯盒方法的砂芯铸造形成了竞争，压铸方法虽然较为昂贵，另一方面却具有很大的设计自由度。新的竞争在于缸筒壁面局部复合材料的应用或者由特种合金制成的铝缸套 (浇铸或粉末冶金制造)。近年来个别的热喷涂层 [气氛保护等离子喷涂 (APS)、电弧线材金属喷涂 (LDS)] 已经达到生产成熟阶段。压入式及镶嵌式缸套由于额外的加工，包括配合精确的衬套和缸孔配合造成了很大的成本压力。

无论如何整体式缸体都对小的缸心距提供了最佳的应用前提，相反风冷的单缸以及具有单个气缸盖的设计方案，为小的缸心距提供了最不利的前提。如果 V 形发动机曲轴的内部尺寸 (曲柄轴颈长度、中间曲拐和曲拐宽度) 具有决定性意义的话，那么气缸布置对缸心距就会造成影响。

缸体的单个方案在 4.5 节中将进行详细描述。包含以下重点：

- 结构形式（敞开式气缸顶、封闭气缸顶、挡板式和分体式结构等）。
- 热交换和热传导。
- 热膨胀特性。
- 气缸变形。
- 技术方案对铸造方法的反作用（特别是对于铝材料具有重大意义）。
- 特别是在乘用车用汽油机上由铝替代灰铸铁是先进的。

谈及到方案，特别是在大多描述铝缸体方面都是普遍的，整体式缸体具有重要的优点，考虑到最小缸孔壁宽度，整体式缸体在灰铸铁和铝材之间没有原则上的区别。不言而喻这只是与一同浇铸的缸孔联系在一起的。一方面出于铸造工艺、强度及稳定性的原因是可行的，另一方面温度在气缸间隔范围受到限制（局部温度提高导致由温度决定的缸筒圆度和可能的材料过载）。铝材料的优点（特别是整体式缸体）也在于最好的热传导性，或许也存在一个缺点，如果在缸孔壁范围内不能控制铝材承受的温度的话，会发现强度疲劳和蠕变倾向。



气缸工作面方案	气缸体性质	缸套壁厚/mm (加工完成)	最小铝重铸厚/mm	缸孔壁宽度/mm
浇铸的球墨铸铁GJL缸套	异质式	2.5(3)	2	7(8)
局部产生的铝矩阵复合材料(MMC)①	似整体式	(1.75)2.0	1.5	(5.0)5.5
过共晶铝硅合金②和气缸工作面涂层	似整体式 似整体式	整个缸体由这一合金制成0.075~0.25	无重铸 无重铸	(4.0)4.5~5.5 (4.0)4.5~5.5

① 知名品牌LOKASIL。
② 知名品牌ALISIL。

图 3.4-1 至今在量产汽油机上实现的最小气缸孔壁宽度为 4mm（宝马摩托运动有限公司使用过共晶铝硅合金整体式气缸体的 V8 发动机，2003 年投产）（上图左）；用于乘用车发动机的铝气缸体的气缸工作面不同技术方案中最小的缸孔壁宽（上图右及下方）

乘用车发动机缸孔壁下限值确定为 4.5 ~ 5.5mm，目前已在量产汽油机上实现的最小气缸间壁宽度为 4mm（图 3.4-1 左图）。与灰铸铁相反，铝整体式结构缸体由于成本的原因，仅用于大排量和多缸乘用车汽油机上（过共晶铝硅合金、低压压铸）。只有在小缸径时，与浇铸的缸套联系在一起的小于 7mm 的缸间壁宽度，才可以认为是有意义的。整体式缸体较小的气缸变形是不言自明的（特别是在很长的运行时间后仅有很低的气缸变形）。

这一情况也可以采用前面提及的局部复合材料方案来实现，这也正是这一方案与铸造灰铸铁缸套相比的实际优点之一。后者与“赠送”的结构长度具有相同意义，因为它妨碍了缸孔之间的缸孔壁宽的最小化（图 3.4-1 右图）。下面的计算示例可以对此加以说明：缸孔直径 $> 80\text{mm}$ 时，铸造缸套壁厚可以考虑为 3.5 ~ 4mm。精加工后可以降低到 2.5 ~ 3mm。当需要最小 2mm 的重铸厚度时最小缸孔壁宽度为 $2 \times 2.5\text{mm} + 2\text{mm} = 7\text{mm}$ ，考虑到制造误差最好为 8 ~ 10mm。可能的缩短结构长度可以通过适当降低内部缸孔的缸孔壁宽度（如直列 4 缸发动机中的 3 个缸孔壁）来实现。

如何实现气缸之间的冷却，在铝缸体上不是迫切的需要，灰铸铁方面在气缸壁之间最小约 10mm 的间距与铝缸体的 12mm 相比是具有优势的，因为材料特性可以实现较小的壁厚，这一数据是考虑到气缸套的。

为了评价在此阐述的设计结构的紧凑性，往往不仅仅是缸间壁宽度本身，而且还要考虑到缸心距与直径之比 a_z/D_z 。如果由此出发，缸间壁宽度不直接与缸孔直径联系在一起，如前所述的最小准则取决于设计的技术方案，缸间壁宽度本身用百分数对比绝对尺寸很少有说服力。根据所阐述的铝缸体的数据确认这一事实情况，在缸孔壁宽度与缸孔直径之间一定的相互关联总是可以认识到的（V 形发动机比直列发动机更为明显）（图 3.4-2）。总的来说，由于非常不同的技术方案不能得出一

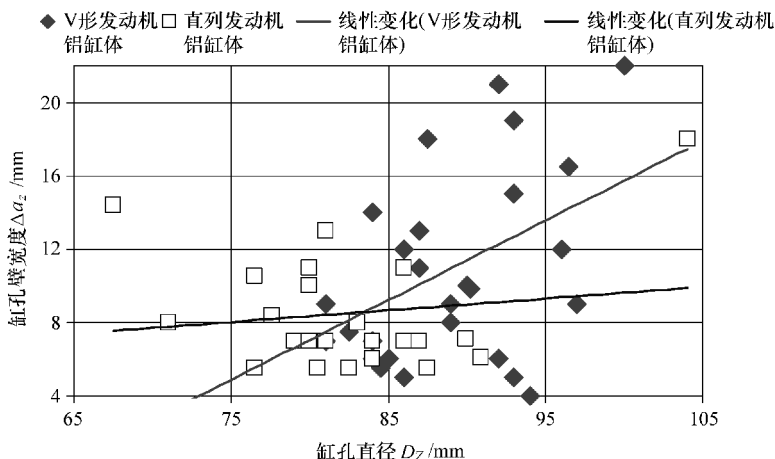


图 3.4-2 所阐述的直列及 V 形发动机铝缸体的缸孔壁宽度及缸孔直径的趋势曲线（直回归线）

个整体的印象, 引人关注的是文献中对此也有所控制, 与其他技术数据相反, 缸心距在许多情况下是不提及的。

3.4.2 V形发动机的错缸距

在V形发动机[⊖]中因为一对气缸中的两个连杆连接在同一个曲柄轴颈上, 因此气缸组必须至少围绕着连杆宽度相互错位。所需尺寸称之为气缸组错位 $\Delta a'_Z$:

$$\Delta a'_Z = b_{Pl} \quad (3-22)$$

如果一对V形气缸的曲柄轴颈错位, 应用具有宽度 h_{KWZW} 的中间曲拐分离。扩大了气缸组的错位:

$$\Delta a'_Z = b_{Pl} + h_{KWZW} \quad (3-23)$$

在较小的V形夹角时, 例如在所谓的VR形发动机[⊖]上由原理所决定的, 缸径在下部范围可以减小。由于气缸组错位的扩大及连杆的加长(顶面高度增加)可以与设计结构相匹配。

通常由前面(控制端)观察的左侧气缸组应错位, 这符合传统的方案设计, 这一气缸组最前面的气缸标识为1缸。

由图3.4-3可以得出结论, 气缸组错位也可以对气缸间距及缸孔壁宽度造成影

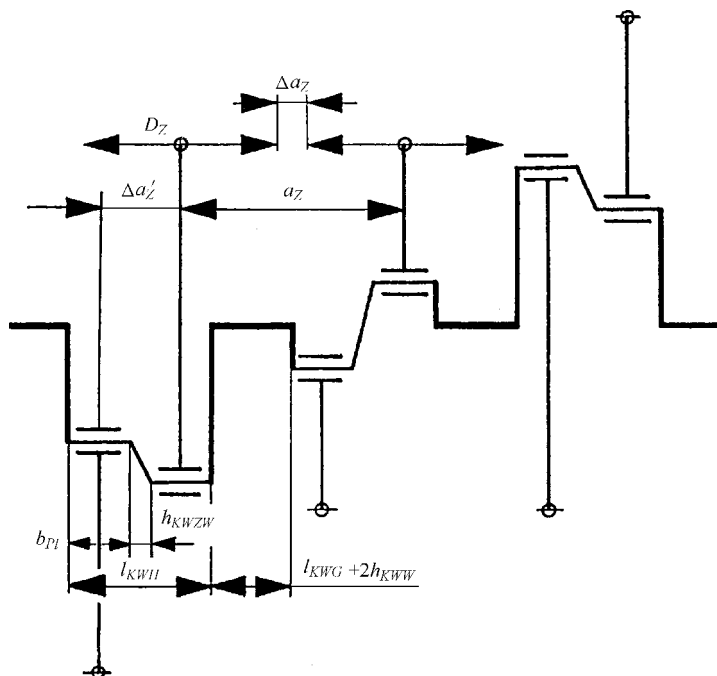


图 3.4-3 V形发动机的气缸组错位, 缸间距及缸孔壁宽度;
通常情况下的几何关系, 此处用曲轴中间曲拐进行标识

⊖ R形发动机: 直列发动机; V形发动机: 由两个气缸组构成V形的发动机(每个气缸组需要一个单独的气缸盖); VR形发动机: 具有很小V形夹角的发动机并由此决定了有限的曲柄机构(仅需要一个气缸盖), 这些通常使用的缩写符号在其他地方不加特殊注明。

响。缸心距为下列尺寸的总和：

$$\begin{aligned} a_Z &= 2b_{Pl} + h_{KWZW} + l_{KWG} + 2h_{KWW} \\ &= D_Z + \Delta a_Z \end{aligned} \quad (3-24)$$

除了曲轴主轴颈的长度 l_{KWG} 外所有其他数值均是已知的。与直列发动机相反，V 形发动机在同一组的两个气缸之间有两个连杆宽度，并且连杆也是错位布置在中间曲拐上的。

公式 (3-24) 可以重又归于通常有效的关系中，如果代入曲柄轴颈长度，V 形发动机为

$$l_{KWH} = 2b_{Pl} + h_{KWZW} \quad (3-25)$$

$$a_Z = l_{KWH} + l_{KWG} + 2h_{KWW} \quad (3-26)$$

3.5 最佳连杆比

通常考虑在此对这一问题进行探讨，是否具有最佳的连杆比，因为此处的理论与实践是分离的，首先应借助于简单的优化计算确定最佳的连杆比，其实际意义可以按现有的约束条件来进行评价。

连杆比对发动机平稳运转的影响在 3.3.2 小节中已经进行过描述。在连杆比 λ_{Pl} 与平稳运转之间，主要干扰驱动系统摆动惯性力 F_{mosz} 简化为

$$F_{mosz-OT} = m_{osz} r \omega^2 (1 + \lambda_{Pl}) \quad (3-27)$$

式中，OT 表示在上止点时惯性力的最大值； m_{osz} 为摆动质量； ω 为角速度。摆动质量由“干”活塞质量 m_K 、活塞销质量 m_B 、活塞环组质量 m_{Ri} 及连杆的摆动质量份额 m_{Plosz} 构成：

$$m_{osz} = m_K + m_B + m_{Ri} + m_{Plosz} \quad (3-28)$$

由于优化计算的前提是恒定的气缸活塞工作容积。所以构成以下关系：

- 活塞直径 D_K ：行程 s 的函数。
- 干活塞质量 m_K ：活塞直径 D_K 和标识活塞质量的小系数的函数。
- 活塞销质量 m_B ：活塞直径的函数（设计点火压力及活塞销套筒允许面压应保持恒定；活塞销内直径总是外径的 60% 并且又是活塞直径的 30%，孔间距总是活塞直径的 30%（汽油机的代表数值）。
- 活塞环质量 m_{Ri} ：活塞直径 D_K 的函数（环高假设为恒定）。
- 摆动连杆质量 m_{Plosz} ：连杆长度 l_{Pl} 的函数。
- 缸体高度 l_{Bl} ：假设为恒定。
- 连杆长度 l_{Pl} ：行程 s 及压缩高度 H_K 的函数。

- k 系数：压缩高度 H_K 与活塞直径之比的函数。
- 连杆比 $\lambda_{PI} = r/l_{PI}$ 。

这些关联理解为简化公式的形式并在式 (3-27) 中应用。根据列举的内容原则上应很容易理解，在此未列出所有相关的假设，例如 k 系数与压缩高度关联的经验关系或活塞销的尺寸。当然这些内容在此并不重要。

最佳连杆比决定最小摆动的惯性力，如果存在的话。这些问题通常都是通过微分法按照令人感兴趣的变数接着用在设为零的公式中的解法进行处理。但是后者大多是不可解的，因此宁可使用借助于简化计算程序进行数字的解析。这就需要恒定的输入数据。例如所进行的计算是以一个四缸汽油机实际设计数据为基础，为此由一个确定的、在优化计算中总是作为常数的缸体高度出发，连杆比应当是可变的。由此得出的单个驱动机构零件的尺寸的变化，又决定着质量的变化。它对摆动驱动机构质量的影响关系为计算结果，如图 3.5-1 所示，取决于连杆比的关系到基准值的摆动惯性力显示为单个的曲线，参数变化基于表 3.5-1，此处涉及的是 1.8L 排量，参数的最小和最大值对于这一排量在技术方面是具有代表性的。

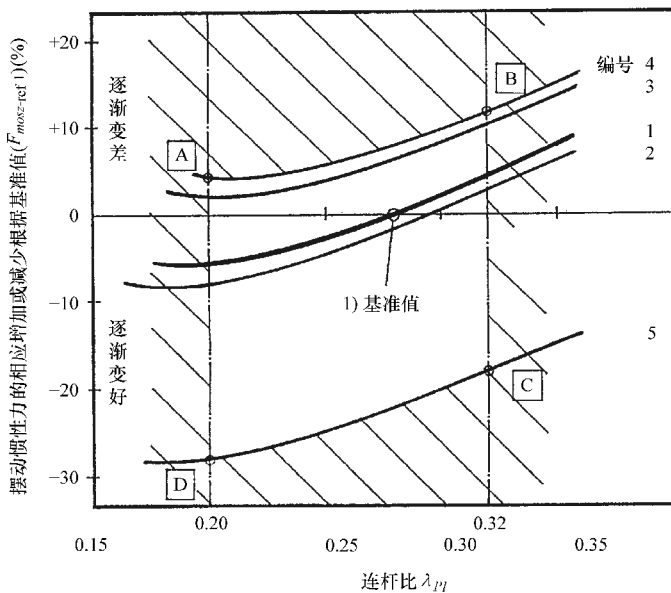


图 3.5-1 取决于连杆比的摆动惯性力 $F_{mosz}/F_{mosz-Ref}$ 曲线
(根据 1.8L 汽油机不同的驱动系统配置优化计算)

表 3.5-1 驱动系统参数

驱动系统	缸体高度	行程	活塞直径	压缩高度	连杆长度
	L_{BI}/mm	s/mm	D_K/mm	H_K/mm	l_{Pl}/mm
1 号	221.5	101 ~ 55	75 ~ 101.6	28.5 ~ 38.6	142.5 ~ 155.4
2 号	233.5	101 ~ 55	75 ~ 101.6	28.5 ~ 38.6	154.5 ~ 167.4
3 号	221.5	101 ~ 55	75 ~ 101.6	33.0 ~ 44.7	138.0 ~ 149.3
4 号	213.5	101 ~ 55	75 ~ 101.6	33.0 ~ 44.7	130.0 ~ 141.3
5 号 ^①	221.5	101 ~ 55	75 ~ 101.6	25.0 ~ 33.9	146.0 ~ 160.0

① 较低的 k 系数用于赛车驱动系统。

图 3.5-1（驱动系统 1）中的基准点符合当代中级乘用车发动机的设计：

- 常规行程缸径比。
- 相对较低的压缩高度（38% D_K ）。
- 可接受的连杆比 $\lambda_{Pl} = 0.28$ 。
- 先进技术水平的轻型活塞（ $k = 0.54$ ）。

图 3.5-1 显示了各方面都受限制的范围，这一范围描述了用于动力总成设计的设计空间。如下求得有意义的限值：

- 左侧限值： $\lambda_{Pl} = 0.2$

– 活塞直径太大（内部效率）；乘用车汽油机应 $< 100\text{mm}$ 。例外情况是，大排量（保时捷 944/968，缸径为 100 ~ 104mm）或者应实现绝对感觉很大的排量（“经典”的美国 101.6mm 4 缸发动机）。

– 有一个连杆比，在这个比例中假设用于确定动力总成配置的摆动惯性力为最小值，因曲线较平，连杆比 < 0.2 是不重要的。

- 右侧限制： $\lambda_{Pl} = 0.2$

– 行程太大以及活塞直径不必要特别小，摆动惯性力逐步增加并运行不平稳。

– 曲轴较大的平衡质量在振动技术和考虑到内部力矩方面都是不利的。

- 上部限制：

– 缸体高度太低。

– 压缩高度太大。

– 连杆太短。

– 为此在较大的活塞直径时，由于较小的行程的缺点不能抵消。

- 下部限制：

取决于缸体高度和较小的活塞质量（较小的压缩高度，轴向较低的二环组等；上面提到的动力总成 5 是假设根据一个不很极端的自然吸气式赛车发动机）。

特征点 A 至 D 的特征表述如下：

A 不利的设计：连杆比虽然很小，但活塞直径和压缩高度以及摆动惯性力不必

要的大。

B 最差的设计：行程太大、连杆太短、压缩高度太大、缸体高度相对太低、摆动惯性力相对最大。

C 轻型活塞，有利的压缩高度，但是行程缸径比很不利：尽管有相对较低的摆动惯性力，转速还是受到活塞速度的限制。

D 轻型活塞，较低的压缩高度、较小的行程、较长的连杆；尽管活塞直径特别大，但仍有特别快的运转能力用于赛车发动机。

优化计算的结果可以总结如下：

- 按照简单真实的比例，但考虑到动力总成决定的参数相互关联接近的假设来确定一个最佳的连杆比，这涉及一个相对取决于动力总成基础设计方案的数值。

- 最佳连杆比处于实际设计范围以外（此处使用的 1.8L 汽油发动机的示例为低于 0.2）

- 最佳的动力总成设计应体现以下特征：

- 均衡的行程缸径比。

- 符合当今技术水平的较低的压缩高度要求。

- 相对长的连杆。

- 较大的缸体高度（经常与车辆空气动力学目标产生冲突）。

- 动力总成运动件轻量化。

3.6 燃烧室面容比

燃烧室的面容比与内部效率联系在一起成为重要的特征参数，因为对于缸径和行程提出一些附加的注释，也就是在此会产生很大影响的发动机的主要参数。气缸盖上的燃烧室凹坑可以采用基圆半径 R 及高度 h 的球形半球抽象得出（图 3.6-1），表面积 A 及容积 V 可以简单计算如下（见文献 [B14]）：

$$A = \pi(2R^2 + h^2) \quad (3-29)$$

$$V = \pi \frac{h}{6}(3R^2 + h^2) \quad (3-30)$$

用于表面容积比 A/V 的研究，假设一个具有 4L 排量及压缩比为 $\varepsilon = 11$ 的大容积汽油机，可分为以下两种情况考虑：

- 行程缸径比 $s/D_z = 1 = \text{常数}$ ，缸数 z 变化。

- 缸数 $z = \text{常数}$ （气缸行程容积 $V_H = \text{常数}$ ），行程缸径比 s/D_z 变化。

利用这一数值可以计算表面容积比 A/V （表 3.6-1）。

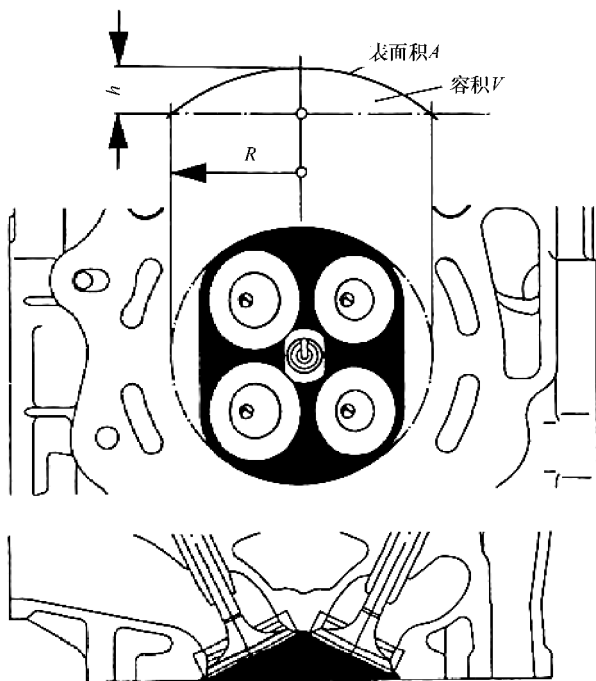


图 3.6-1 球形凹坑区域作为气缸盖侧燃烧室简单的抽象概念的基础加以考虑

表 3.6-1 燃烧室表面容积比 A/V 计算

	缸数	排量	气缸直径	行程缸径比	表面容积比
	z	V_h/L	D_z/mm	s/D_z	$A/V/\text{cm}^{-1}$
a)	6	0.667	94.68	1	2.266
	8	0.500	86.03	1	2.494
	12	0.333	75.15	1	2.856
b)	6	0.667	102.00	0.8	2.596
	6	0.667	94.68	1	2.266
	6	0.667	89.10	1.2	2.060

显而易见，面容比 A/V 随着不断增长的排量和行程缸径比总是很有利的，气缸单元应以尽可能地降低燃烧室热损失为目的，缸数尽可能小并且行程缸径比相对又较大，即为亚正方形的。与提高缸数联系在一起的优点，必定不与发动机热效率联系在一起，因其会降低热效率，对此在 3.3.6 小节已明确指出。这样上述考虑主要应针对热效率进行评价，而不是对机械效率进行评价。例如在较小的行程缸径比时，较大气门截面可以补偿热效率，如同众所周知的道理一样，随着减小排量及行程缸径比以及增加缸数而比功率提高，对此在 3.3.6 小节中已经进行过描述，此处作简短的补充，主要是对之前的说法用数据再给以有力的论证。

还应补充的是，燃烧室表面还可以与气门角度结合在一起考虑，特别是适用于

四气门发动机的情况，在一个用气缸直径不再可承受的截面上扩大气门直径，则必须要“调整”气门表面，以便扩大燃烧室的表面积。

3.7 主性能指标定义

此章节提到的是附加的特性参数，如同在设计任务书中惯用以及通行的概念及定义。

1) 气缸工作容积控制公式

实际的气缸工作容积与按照控制公式计算的气缸工作容积不一致，在控制公式中系数 $\pi/4$ 取 0.78 这个近似值 [见式 (3-1)]。

2) 重量和与气缸工作容积相关的特性参数

- 功率重量比

$$P_e/m_{Mot} \text{ (功率/重量)} \quad (3-31)$$

尽管功率是基于发动机重量，但还是一致使用“功率重量比”的概念。

- 排量重量比

$$m_{Mot}/V_H \text{ (重量/排量)} \quad (3-32)$$

- 基于活塞表面的特性参数

$$\text{活塞表面特性} \frac{P_e}{A_K z \sqrt{s/D_Z}} \quad (3-33)$$

式中， A_K 是活塞表面； z 是缸数； s/D_Z 是行程缸径比（车用发动机经常忽略校正项，实际上通常在 1 附近），基于活塞表面的功率主要用于大型发动机作为比较值。

3) 压缩比

- 压缩比

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} = 1 + \frac{V_h}{V_c} \quad (3-34)$$

式中， V_h 是排量； V_c 是压缩容积。

- 压缩比改变

$$\Delta\varepsilon = \frac{\pm \frac{\Delta V_c}{V_h} [-(\varepsilon - 1)^2]}{\pm \frac{\Delta V_c}{V_h} (\varepsilon - 1) + 1} \quad (3-35)$$

式中， ε 是以前的压缩比或额定值； ΔV_c 是压缩容积变化或其容积公差（注意符号！）。通常汽油机的公差要求为 $\varepsilon = 10 - 0.4$ ，实际上就是 ε 允许在 9.6 和 10.0 之间变化。很小的压缩公差对于由这一参数所影响的零件在加工精度上提出了很高的要求（需要严格的生产一致性质量监控）。

4) 油耗的定义

- 油耗

$$B = \dot{m}_{K_r} = \dot{V}_{K_r} \rho_{K_r} = \frac{V_{K_r} \rho_{K_r}}{t_{K_r}} \quad (3-36)$$

式中, $\dot{m}_{K_r}$ 是消耗的燃油量; V_{K_r} 是相应的容积; ρ_{K_r} 是相应的密度; t_{K_r} 是燃油消耗期间的的时间。点 (·) 显示了随时间改变的油耗的瞬时数值 (由时间 d/dt 推导出)。已知的是因次公式

$$B = 3.6 \frac{V_{K_r} \rho_{K_r}}{t_{K_r}} \quad (3-37)$$

涉及的因次有 B [kg/h], V_{K_r} [cm³], ρ_{K_r} [g/cm³] 和 t_{K_r} [s]。

- 比油耗

$$b_e = \frac{B}{P_e} \quad (3-38)$$

式中, 油耗 B 按照式 (3-36) 或式 (3-37) 计算; 基准数值 P_e 为有效功率; b_e 通常具有的单位 (g/kW·h)。

- 工况油耗

$$B/\bar{v} \quad (3-39)$$

式中, B 由式 (3-36) 及式 (3-37) 中得出, 并符合平均油耗; $\bar{v}$ 是平均速度。通常由 100km 的行驶路段取得的油耗按照公式计算

$$B_{100\text{km}} = 100 \frac{V_{K_r}}{l} \quad (3-40)$$

式中, l 是行驶过的路段, V_{K_r} 是期间消耗的燃油容积; 此时的因次为 B [L/100km]、 V_{K_r} [L] 和 l [km]。

工况油耗可以按照 DIN70030 标准来确定, 乘用车适用于标准 DIN70030 - 1, 在城市循环、国道 90km/h 及高速公路 120km/h 检测油耗 (DIN 标准三分之一混合油耗), 这三个油耗值分别得出。商用车、客车及摩托车适用于标准 DIN70030 - 2, 油耗按照式 (3-40) 进行测量, 并乘以系数 1.1。测量条件要求路面干燥平整, 最大上坡度或下坡度 1.5%, 并且“无风”。测量路段为 10km 长并往返行驶, 车速为最高车速的 3/4, 但不得超过 110km/h。目前油耗测量远远超出以前的定义, 还包括 CO₂ 排放和气候影响作用并假设一个新的因次, 用于乘用车三分之一混合测试短途目标油耗为 5L/100km, 长途目标油耗为 3L/100km, 见文献 [B15]。

5) 机油耗的定义

机油耗类似于燃油耗, 也给出与时间、功率及路段相关的数值, 为此可以使用式 (3-36) 及式 (3-40), 此时下标 “ K_r ” (燃油) 由 “ S ” (润滑油) 替代。还应注意惯用的标注单位, 机油耗普遍应用 (g/h)。通常油耗是取自于 100h 的运行时间。所谓的“工况油耗” (每一行驶路段的机油耗) 经常是按照保养周期, 即

10000km 提取。后者因此具有意义，因为要求的是，行驶这段路程以后还必须剩有最低允许的油量。

所谓的“短时间机油耗”在发动机磨合后还应有最小剩余。所谓的“长时间机油耗”由于磨损，又快速上升。当今用于汽油机无论如何都要求机油耗小于 $0.5\text{g/kW} \cdot \text{h}$ 。为了满足 HC 排放的要求（改进原排放），目前机油耗应达到 $0.3\text{g/kW} \cdot \text{h}$ 的数值。由于机油耗对微粒排放做出的贡献，商用车柴油发动机的这一数值在未来应降到 $0.1\text{g/kW} \cdot \text{h}$ 以下，此要求涉及额定转速时全负荷的稳定运转。

3.8 平均有效压力及比功率

平均有效压力 P_{me} 以及比功（此说明也用于与排量为基础推导出的每一个工作循环所做的功）在式（3-2）中已经使用过，以便可以给出有效功率 P_e 。为了能够指出，如何确定这一基础数值，必须对此加以详述。这样就必须超越发动机热动力学的极限。如果充气系数 λ_L 和换气控制不相互分离的话，与发动机机械力学的关联在这一方面是可以建立的。利用总效率 η_e 及输送的能量作为燃油量流 $\dot{m}_{Kr}$ 和下热值 H_u 的产物可以列出下列与式（3-2）的等价关系：

$$P_e = \eta_e \dot{m}_{Kr} H_u = p_{me} V_H i \frac{\omega}{2\pi} \quad (3-41)$$

总效率由实际的热力学过程的指示效率 η_i 及机械效率 η_{mec} 计算出：

$$\eta_e = \eta_i \eta_{mec} \quad (3-42)$$

$$H_{uGem} = \frac{Q_{Kr}}{V_{Gem}} = \frac{H_u m_{Kr}}{V_{Gem}} \quad (3-43)$$

$$H_u = \frac{H_{uGem} V_{Gem}}{m_{Kr}} \quad (3-44)$$

式中， Q_{Kr} 是随同燃油量 m_{Kr} 输送的能量； V_{Gem} 是混合气体积，由按份额的燃油及空气量 m_{Kr} 及 m_L 和当时的燃油密度 ρ_{Kr0} 以及 ρ_{L0} 根据状态 p_0 、 T_0 （自然吸气发动机的环境状态和压缩后的状态或增压发动机的中冷器）进行确定：

$$V_{Gem} = \frac{m_{Kr}}{\rho_{Kr0}} + \frac{m_L}{\rho_{L0}} \quad (3-45)$$

空气量 m_L 与燃油特定的最小空气量 $m_{Kr} m' L_{\min}$ 之比标识为空气过量系数 λ （ $m_L = \lambda m_{Kr} m' L_{\min}$ ）。汽油燃料的最小空气量（化学当量空气需求）为每 1kg 燃油 14.7kg 空气，柴油燃料为 14.5kg 空气。为此混合气热值 [式（3-43）] 应考虑采用式（3-45）进行计算：

$$H_{uGem} = H_u \frac{\rho_{L0}}{\frac{\rho_{L0}}{\rho_{Kr}} + \lambda m' L_{\min}} \quad (3-46)$$

对于无废气再循环时仅吸入空气的柴油机，取消式 (3-45) 右侧第一项。这也相应适用于式 (3-46) 中分数线下的第一项。

吸入的空气和混合气量 (m_L 和 m_{Gem}) 由于节流损失小于理论值，这表示为充气系数 λ_L 以及新鲜气体及空气的消耗量 λ_A 。第一个取自在气缸内换气后存在的，第二个为理论上可能的向气缸中输送的新鲜气体量。传统的汽油发动机除了节流损失外还考虑换气时的充气损失。 λ_L/λ_A 的比为此描述为供油效率 η_{Kr-zu} 。

$$\lambda_A = \frac{m_L}{\rho_{L0} V_H} \quad (\text{柴油发动机})$$

或者

$$\lambda_A = \frac{m_{Gem}}{\rho_{Gem} V_H} = \frac{V_{Gem}}{V_H} \quad (\text{汽油发动机}) \quad (3-47)$$

如果观察量和体积流的话，类似的适宜用变换算法：

$$\dot{m}_L = \lambda_A \rho_{L0} V_H i \frac{\omega}{2\pi} \text{ 或者 } \dot{V}_{Gem} = \lambda_A V_H i \frac{\omega}{2\pi}$$

其他的变换得出

$$V_H i \frac{\omega}{2\pi} = \frac{\dot{m}_L}{\lambda_A \rho_{L0}} \text{ 或者 } V_H i \frac{\omega}{2\pi} = \frac{\dot{V}_{Gem}}{\lambda_A} \quad (3-48)$$

如果应用式 (3-44) 和式 (3-48)，最终显示出，柴油机的情况 V_{Gem} 按照式 (3-45) 由 m_L/ρ_{L0} 取代，发动机的平均有效压力及比功取决于有效效率，混合气热值、新鲜气体和空气量：

$$p_{me} = \eta_e H_{uGem} \lambda_A$$

$$p_{me} = \eta_i \eta_{mec} H_{uGem} \lambda_A = \eta_v \eta_g \{ \eta_{Kr-zu} \} \eta_{mec} H_{uGem} \lambda_A \quad (3-49)$$

$$p_{me} = \eta_v \eta_g \eta_{mec} H_{uGem} \lambda_L$$

式 (3-49) 的第二行包含内部效率 η_i ，取决于整个发动机效率 η_v 及 (汽油发动机) η_{Kr-zu} 和总效率 η_g 。式 (3-49) 可以利用式 (3-44) 及式 (3-45) 以及过量空气系数的定义代入下列公式：

$$p_{me} = \rho_{L0} \eta_e H_u \frac{\lambda_A}{\lambda m'_{Lmin}} \quad (3-50)$$

式 (3-50) 精确适用于柴油机，在此要感谢负荷调整可能性：燃烧空气的密度 ρ_{L0} (增压时的增压压力调整)、新鲜气体消耗量 λ_A [传统汽油机节流 (“质量调整”)] 及过量空气系数 λ [直喷柴油机和分层进气汽油直喷发动机 (“质量调整”)]。

由式 (3-41) 可以简单推导出，有效效率与比油耗 b_e 的倒数是成比的：

$$b_e = \frac{\dot{m}_{Kr}}{P_e} = \frac{1}{\eta_e H_u} \Rightarrow \eta_e = \frac{1}{b_e H_u} \quad (3-51)$$

由此提供最重要的基本关系。

在给出发动机功率及已知效率时对确定的燃料的下热值和混合气热值说明如下：首先按式（3-41）确定油耗，在给定的转速及已知新鲜气体及空气消耗量时附加考虑式（3-49），后者确定所需要的排量，即发动机的结构尺寸。表 3.8-1 包括常用燃油的密度、最小空气需求量及热值下限和混合气热值要求。

表 3.8-1 常用燃油密度、最小空气需求量、热值下限及混合气热值

	汽油 (超级)	柴油	甲醇	乙醇	汽车燃气 LPG ^① (丁烷, 丙烷)	CNG ^② (天然气, 主要是 甲醇)	氢
密度 ρ_K / (kg/m^3)	730 ~ 780	815 ~ 855	795	789	540 (fl) 2.06 (g)	424 (fl) 0.72 (g)	71 (fl) 0.09 (g)
最小空气 需求量 m_{Lmin} / (空气质量/kg 燃油质量/kg)	14.7	14.5	6.46	9.0	15.5	17.2	34
热值下限 /(MJ/kg)	41.0	43.0	19.7	26.8	45.84	50.0	120
混合气热值 H_{uGem} /(MJ/m ³)	3.75	3.865	3.438	3.475	3.725	3.223	2.973

① LPG 液化天然气
② CNG 压缩天然气。注：fl 为液态；g 为气态。

最后还有以汽油机为例（图 3.8-1）的取决于空燃比 λ 、平均有效压力 p_{me} 及比油耗 b_e 的曲线。按这一曲线实现最小空气量时发动机的最大功率和过量空气时（稀混合气）的最小比油耗。

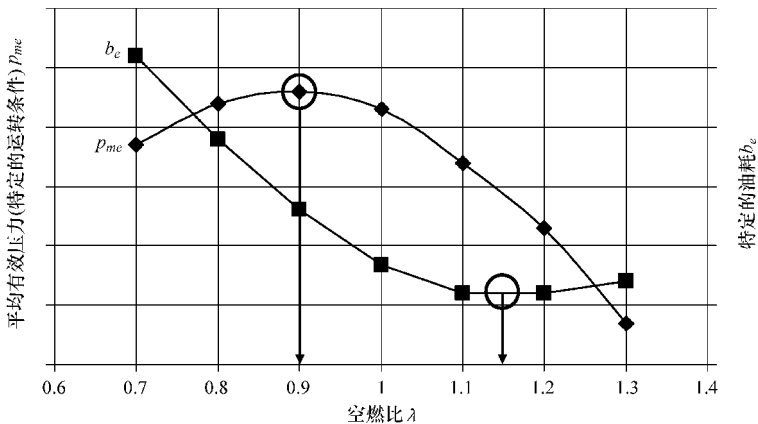


图 3.8-1 以汽油机为例取决于空燃比 λ 的平均有效压力 p_{me} 及比油耗 b_e
(原理描述无纵坐标标度 (删除了零点))

第4章 主要零部件设计与计算

4.1 连杆

4.1.1 功能与设计要求

连杆将作用在移动的活塞上的气体力及往复惯性力传递到旋转的曲轴轴颈上。由此对这一部件提出以下要求：

- 较小的质量，因为连杆质量的一部分算作往复与旋转惯性质量。
- 足够的结构强度与刚度，特别应考虑到以下方面：
 - 连杆小头部及连杆大头孔的形状稳定性；椭圆变形不允许损害润滑油膜的形成，以及在极端情况可能会造成“轴承卡死”。
 - 连杆杆部的纵向抗弯强度。
 - 连杆螺栓的连接耐久性；连杆体与连杆盖连接力具有足够的安全性。
- 考虑到轴承承载能力足够的几何尺寸。

由此得出连杆的主要尺寸，如图4.1-1（上图）所示，孔间距为连杆长度 l_{pl} 。连杆大头孔的直径尺寸由轴瓦壁厚及曲轴连杆轴颈直径确定。活塞销过盈式连杆或在取消连杆衬套的情况下，如汽油发动机由于降成本的原因采用此结构，连杆小头孔直径应适合活塞销直径。正常情况下还应考虑到连杆衬套负荷。轴承宽度由衬套材料许用面压得出，面压数值为 100N/mm^2 以及更大（在当今乘用车柴油发动机的连杆衬套为 180N/mm^2 ）。可选择使用的轴承材料一览表见文献 [C1]。

为了降低加工成本，连杆大头及连杆小头设计为相同的宽度是有益处的。当然这样又与尽可能活塞减小头孔宽度的合乎时代发展的要求相抵触。为了不用改变活塞销就可以提高气体压力的承载能力，连杆小头孔的宽度应设计得更窄，并为连杆衬套选用高级的轴承材料。预确定尺寸的推荐值可参阅文献 [C2]。因为如同卷首已说明的，主要尺寸随着时代的进步而变化，应有意识地避免引用较老数据库来源的数据。更好的设计总是来自于与最新设计结构的对标。

图4.1-1（上左）为带有直切口大头孔的连杆。连杆小头孔总是不可分的。当

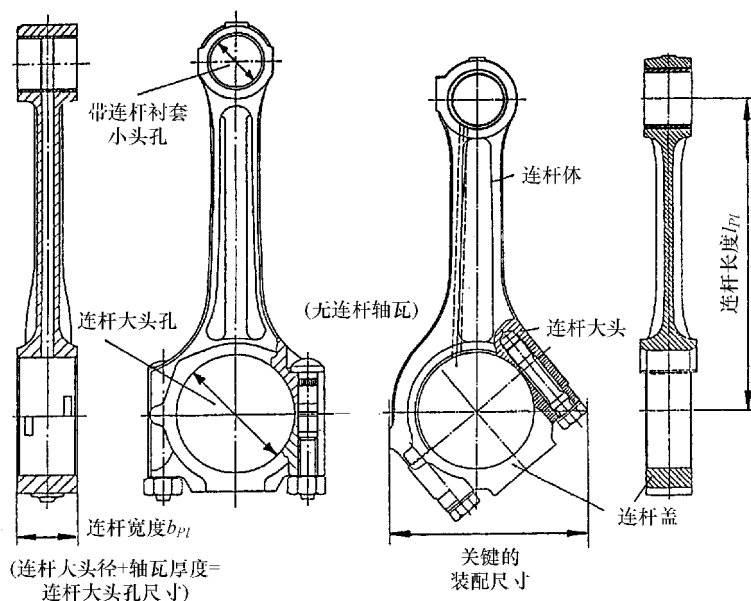


图 4.1-1 连杆的主要尺寸 (上): 直切口连杆 (左, 乘用车用) 及斜切口 (右, 商用车用), 引自文献 [C12]; 涨断式连杆 (中) (出处: Corus Engineering Steels, Rotherham S60 1DW UK); 传统的工字形截面连杆与赛车上转 90° 方向的工字形截面连杆 (出处: Carillo Industries, San Clemente, CA (USA))

曲轴采用较大直径的连杆轴颈时使用斜切口连杆大头结构，以便于拆卸中由气缸抽出（图 4.1-1，上右）。这样会造成复杂的受力关系以及在分离面上横向力额外负荷。连杆截面为双 T 字形，这样“截面”不论是平行（正常情况）还是垂直于曲轴轴线都可以布置（图 4.1-1，下）。后者在赛车发动机上很受欢迎。此时从侧面看连杆呈现三角形构造。截面相当于宽工字钢梁，同时两个主轴方向所能承受的平面惯性矩明显提高，它在连杆长度的走向有利于锻造工艺。

连杆为钢材锻造成型或铸造成形（钢及可锻铸铁）。视不同负荷可使用调质钢或合金钢。最近还增加了粉末冶金的应用，由工艺的因素可以节省配重，并可以使连杆质量降低。特别是在使用具有较高原材料成本的粉末冶金连杆方面，一个新的涨断加工技术有利于节约成本，即所谓的涨断工艺（“Fracture – Splitting”）具有重要意义^[C3, C4, C5]。为此连杆体和瓦盖借助于断裂分离的方法进行分离。分离面不进行加工，可以取消保证螺栓孔的精密配合的定位销（图 4.1-1，中）。配合仅通过连杆大头分离面内部相互交错的粗糙表面来实现。结合面相对的滑移量很微小。

汽油发动机曲柄连杆机构总成开发的进步特别体现在减小往复质量上。因此连杆不断发展成为一个重要部件，这个部件由供应商（含活塞供应商）不断优化并与活塞构成一个系统^[C6]。商用车发动机的发展趋势是，提高寿命、减小侧向力，因此把气缸套也算在该系统的考虑范围内。

最后还要介绍一下 V 形发动机连杆，在一个连杆轴颈（连杆轴颈不错位）上装配双连杆的结构的设计。这一构造形成了传统的“连杆挨着连杆”的布置。当今在乘用车及商用车领域几乎仅使用这种形式。此外，在大型柴油发动机上使用叉形连杆和中间连杆以及主连杆及铰接副连杆还具有一定的意义^[C7]。这用于避免由于在“连杆挨着连杆”的布置中给出的力臂造成的不对称弯矩传递至气缸体主轴承壁。

4.1.2 连杆受力分析

4.1.2.1 连杆受力方式与位置

连杆受力位置如下：

a) 连杆大头孔

连杆大头孔关键受力是通过拉应力造成的（计算上考虑到最大往复惯性力，图 4.1-2）。因为涉及近似环形封闭的结构，由此还造成弯曲负荷和分型面处的横向力。连杆小头在连杆纵向为椭圆形。

由图 4.1-2 得出连杆质量，分为随活塞往复运动的等效质量及随曲轴旋转的等效质量。这种双质量划分在力学方面不是完全精确的，但在这方面是合理的，作为主要的方面在连杆的两端，连杆小头和连杆大头都应具有质量。实际上连杆质量分布使运动相当复杂。不同形状的旋转运动由于连杆的转动惯量会造成惯性矩。在通常的双质量系统分布时转动惯量与实际相比略大，因此不能满足第三个静态边界条

件——相同的转动惯量。否则两个等效质量由端点向连杆中间移动。力学上精确的等效系统可以采用三质量系统。但是在实践中却通常不采用,因为在双质量分布时再现的惯性力的工程精确度通常足够了。

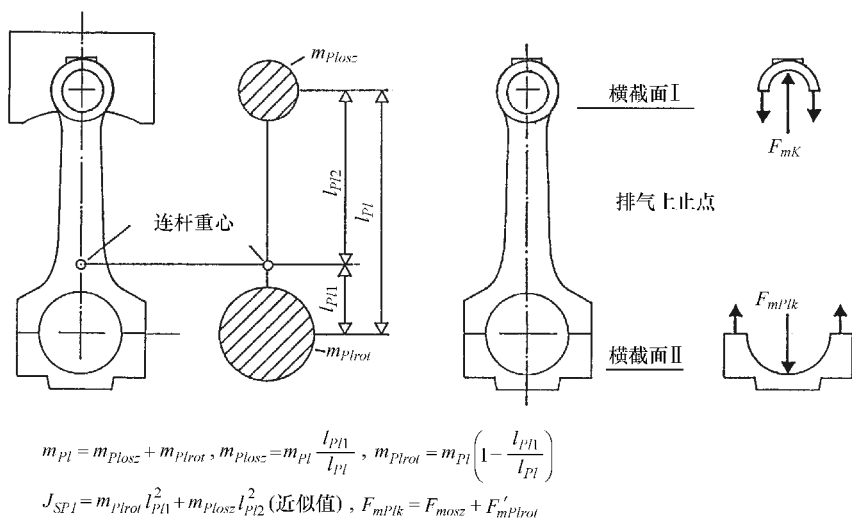


图 4.1-2 双质量分布时连杆的等效质量, 连杆大头和小头的惯性力负荷

b) 连杆小头孔

连杆小头孔的受力在质量上与连杆大头的受力相类似(图 4.1-2)。特别是连杆小头处的椭圆变形可能很大。

c) 连杆杆部

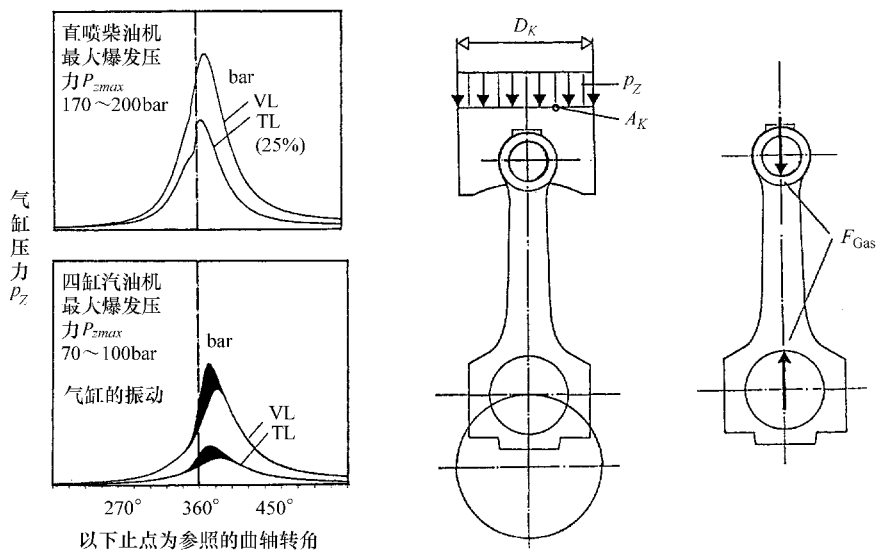
四冲程发动机的连杆杆部处于拉力-压力变换受力之中(排气上止点处通过惯性力产生最大拉力, 燃烧上止点处气体力产生最大压力, 如图 4.1-2 及图 4.1-3 所示)。连杆杆部可通常仅检查足够的纵向抗弯强度(曲轴回转方向及发动机纵向)。高转速时由于惯性力的弯曲负荷不应再受到忽视(图 4.1-4)。

d) 连杆螺栓

连杆螺栓承受拉力(预应力, 偏心承受的工作力)、弯曲力(连杆头部变形)以及横向力(如分型面与水平方向产生角度形成的力)的受力。

作为典型的应力集中位置如同文献 [C8] 举例描述的, 有连杆螺栓的螺栓垫片、盲螺纹孔以及所有连杆大小头根部/连杆杆部过渡处。设计细节在此必须根据结构强度要求进行特别精心的设计。零件局部出现的最大应力大大超越了基本计算方法所计算出的应力结果。

图 4.1-5 显示了连杆优化结构可能性^[C6]。尽管所描述的赛车发动机连杆加长了, 但其重量明显比普通发动机要轻。但是不能忽略的是, 制造方法(锻造)、高等级材料(31CrMoV9)以及高强度螺栓(Nimonic)都是实现这一结果的因素。



$$A_K = \frac{\pi}{4} D_K^2, F_{Gas} = p_z A_K$$

图 4.1-3 连杆所承受的气体爆发压力

$$dm_{pl} = \rho_{pl} A_{pl}(y) dy$$

$$dF_q = a_{pl} dm_{pl}, F_q = \frac{dM_b}{dy}$$

$$a_{pl} = r\omega^2 \frac{y}{l_{pl}}$$

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$$

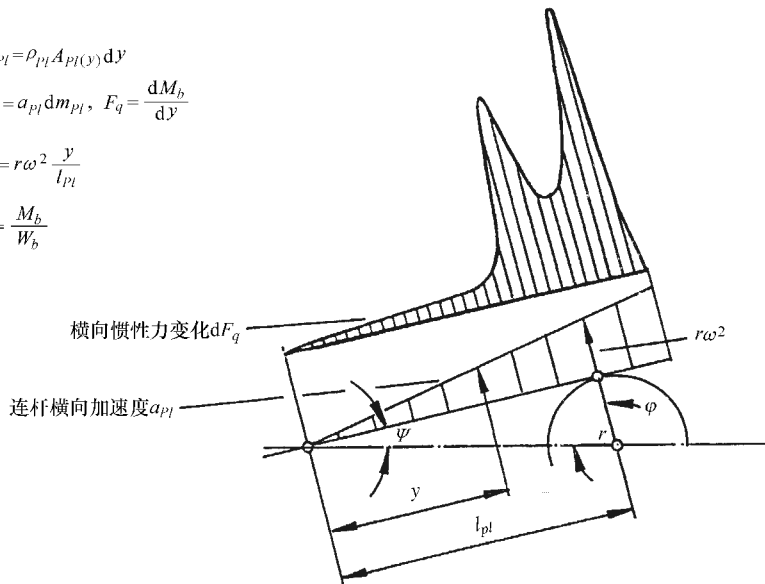


图 4.1-4 由于横向加速度的惯性力对连杆产生的弯曲负荷^[7]

4.1.2.2 连杆承受的力及力矩

在气缸上止点范围由于气体爆发压力 F_{Gas} 引起的连杆最大负荷（考虑气体爆发压及活塞表面积）计算为

$$F_{Gas} = p_Z A_K = p_Z D_K^2 \frac{\pi}{4} \quad (4-1)$$

在上止点范围由于往复质量惯性力产生连杆大头受力：

$$F_{mPlk} = [m_{osz}(1 + \lambda_{Pl}) + m_{Plrot} - m_{PlLd}] r \omega^2 \quad (4-2)$$

连杆小头惯性力为

$$F_{mK} = m_{Kges}(1 + \lambda_{Pl}) r \omega^2 \quad (4-3)$$

整个往复惯性力以及连杆部分作用在连杆小头上的力：

$$F_{mosz} = m_{osz}(1 + \lambda_{Pl}) r \omega^2 \quad (4-4)$$

连杆部分接受旋转离心力

$$F_{mPlrot} = m_{Plrot} r \omega^2 \quad (4-5)$$

扣除轴承盖，在连杆小头上仅受整个活塞组惯性力（“裸”活塞与活塞销、卡环及活塞环）（图 4.1-2）。在式（4-2）~式（4-5）中给出了质量 m 的依据说明， λ_{Pl} 为连杆比， r 为曲柄半径， ω 是角速度。

在高转速时不能忽略连杆弯曲受力，其横向加速度及质量分布是起决定性作用的^[C5, C7]（图 4.1-4）。横向加速度随着摆动方向变换循环出现。由此会激励弯曲振动。下面的近似公式可以推导出在连杆上承受的弯曲力矩：

$$M_{bPl} = 0.064 l_{Pl}^2 A_{Pl} \rho_{Pl} r \omega^2 \quad (4-6)$$

式中， A_{Pl} 是连杆平均截面面积； l_{Pl} 是连杆长度； ρ_{Pl} 是连杆材料的密度（钢材为 7.85g/cm^3 ）； r 是曲柄半径； ω 是角速度。

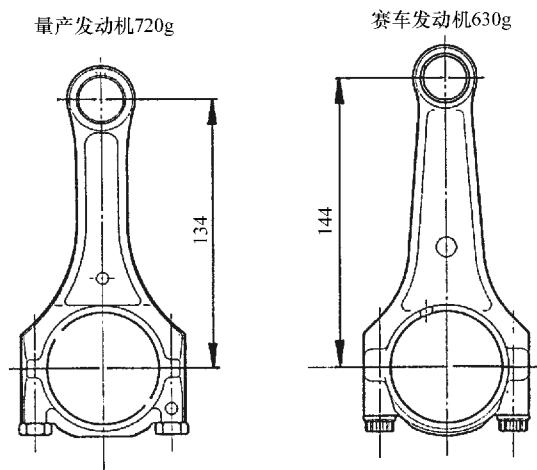


图 4.1-5 普通发动机连杆与以此为基础的赛车发动机强度优化及轻量化的连杆（引自文献 [C9]）

4.1.3 常规连杆结构强度计算

4.1.3.1 连杆大小头孔弯曲梁简化计算模型

取决于期望的精度及应考虑到计算成本，所选择的连杆大头以及小头的等效模型考虑到几何形状及力传导可或多或少接近于真实的比例。图 4.1-6 中利用一系列不断增长的复合体布置显示了常用的等效模型。简单的静定半圆形梁式模型（等效模型 a）是不符合实际的，最好是适用于各种不同连杆的相对设计对比。静不定的带有固定夹紧装置的半圆形梁式模型（等效模型 b）具有实际的缺点，因为不允许椭圆变形^[C8]。环形模型（等效模型 c）可以满足后者的条件，与苛求的模型联系在一起，可以很好地适用于作为解释负荷关系的基础（见 4.1.3.3 节）。实践中具有限制的环形模型大多适用于连杆小头。在 [C11] 中描述的八角形模型（等效模型 d），借助于三个表面惯性矩来考虑连杆大头不同的截面，并以此在连杆根部、杆长及轴承盖之间进行区分。所有在此提及的模型都还含有与真实受力情况相差的近似值，因为在此仅使用单力。文献 [C8] 中建议的模型（备用模型 e）虽然仅是以圆环为基础，但是却转移到接近压力分布的真实比例上，此外也尝试通过等效力偶（弯曲刚性过渡）更好地获取连杆根部范围的反应。这一模型在文献 [C12] 中也引用了，但是此处仅简化使用两个纵向对称布置的单力（与垂直方向呈 $\pm 30^\circ$ 角）替代了压力分布。

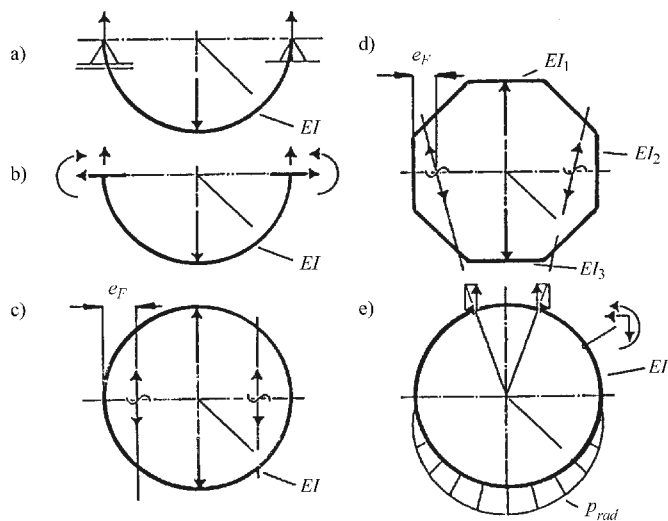


图 4.1-6 连杆大头与连杆小头不同的当量模型

4.1.3.2 连杆盖以及连杆大头孔当量截面负荷分布

如图 4.1-6 所示，轴承的支承力由正弦形的压力分布取代，近似于润滑缝隙中

的压力分布^[C5]：

$$p_{rad}(\alpha) = p_{max} \sin \alpha \quad (4-7)$$

作用在无穷小的面积单元 $dA = b_{pl} dl$ 上的径向压力在力 F 的作用方向产生无穷小的分力

$$dF = p_{rad} b_{pl} dl \sin \alpha \quad (4-8)$$

式中, b_{pl} 是连杆宽度; dl 是曲面单元, $dl = r_m d\alpha$, r_m 它是中性面的径向间隔, 沿着该线在环形模型上施加单位面积荷重。通过积分法列出

$$F = p_{max} b_{pl} r_m \int_0^{\pi} \sin^2 \alpha d\alpha = p_{max} b_{pl} r_m \frac{\pi}{2} \quad (4-9)$$

由此得出顶部的最大压力

$$p_{max} = \frac{2F}{\pi r_m b_{pl}} \quad (4-10)$$

4.1.3.3 连杆大头孔以及连杆盖当量截面的切向力及力矩

对于评价结构强度和在工作中出现的变形起决定作用的是在横截面中起作用的内力及弯曲力矩。利用弹性统计的规律性可以得出, 在一个范围内的径向力 F_{rad} 、法向力 F_N 及弯曲力矩 M_b 。如果已知单个横截面的负荷, 由此以作用标称应力的形式得出受力乘以应力系数。关于后者还应继续在测量或昂贵的 FEM 计算中进行说明 (见 4.1.3.6 节)。关键的是缺口处及截面过渡 (应力系数见文献说明, 例如文献 [C5])。4.1.2.1 节中一致性的弱点除外, 但是在“正常的”负荷下不用很高的计算费用就可掌握, 实践中连杆由于以下原因会出现失效故障:

- 连杆轴承损坏。
- 错误设计的螺栓连接或不按规定力矩拧紧连杆螺栓。

以上两点最终都可造成连杆断裂。

尽管具有单力的环形模型很简单, 但是用于示范得出的这一模型切向力及力矩由于简单及明了, 特在此举例介绍。原则上所有复杂的模型都可类似进行处理。以下是由图 4.1-7 (见书后彩插) 中说明的过程得出的关系。

- 求得切向力。

x 方向力的平衡

$$F_{radx} - F_{Nx} = 0 \rightarrow F_{rad} \sin \alpha = F_N \cos \alpha \rightarrow F_N = F_{rad} \tan \alpha \quad (4-11)$$

y 方向力的平衡

$$-F_{rad y} - F_{Ny} + \frac{F}{2} = 0 \rightarrow F_{rad} \cos \alpha + F_N \sin \alpha - \frac{F}{2} = 0 \quad (4-12)$$

由式 (4-11) 和式 (4-12) 得出

$$F_{rad} = \frac{F}{2} \cos \alpha \text{ 和 } F_N = \frac{F}{2} \sin \alpha \quad (4-13)$$

用于截面的径向力或横向力以及法向力。

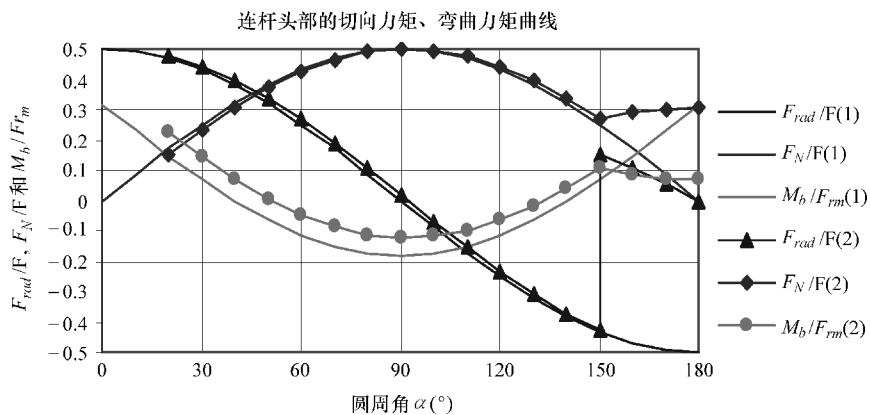
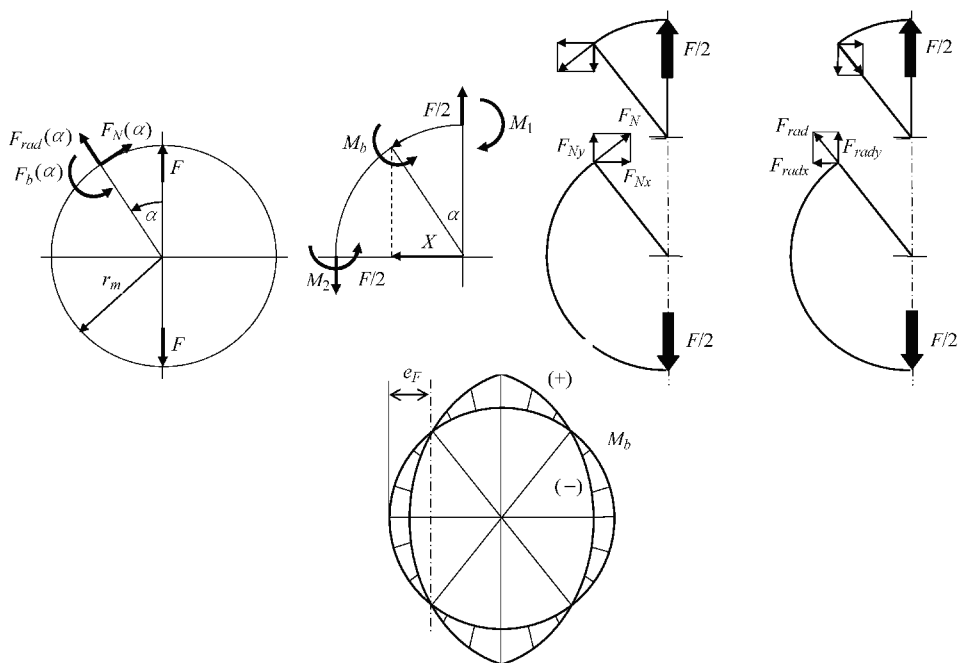


图 4.1-7 环形模型的切向力及切向力矩，弯曲力矩曲线（上）；简化环形模型的径向力与法向力以及弯曲力矩曲线的比较（标识：（1）按照文献 [C12] 使用昂贵的连杆代用模型（标识：（2））（下）

- 求得切口力矩。

力矩平衡：

$$M_1 - \frac{F}{2}r_m - M_2 = 0 \quad (4-14)$$

M_1 和 M_2 为未知,以至于用于简单的静态不定的系统需要一个其他的力矩平衡。按图 4.1-7 (上) 代入切口力矩 M_b :

- 弯曲力矩过程计算。

$$M_1 - \frac{F}{2}x - M_b = 0 \rightarrow M_b = M_1 - \frac{F}{2}x \quad (4-15)$$

$\alpha=0$ 时上顶点中水平切线保持负载状态 [倾斜角 $\varphi(\alpha=0)=0$]。按照卡斯提西里亚诺和梅那布勒亚的定理导入以下公式:

$$\varphi(\alpha=0) = \frac{1}{EI} \int_0^l M_b \frac{\partial M_b}{\partial M_1} dl = 0 \quad \text{其中} \quad \frac{\partial M_b}{\partial M_1} = 1 \quad (4-16)$$

涉及局部推导应注意公式 (4-15)。 $dl = r_m d\alpha$ 是无穷小的弧形元素。通过应用式 (4-15) 及考虑到力臂为 $x = r_m$, 可以解出四分之一弧的积分 ($0 \leq \alpha \leq \pi/2$) 并计算出 M_1 :

$$M_1 = M_b(0^\circ) = \frac{Fr_m}{\pi} \text{ 及 } \frac{F}{2}r_m \frac{2}{\pi} \quad (4-17)$$

由力矩平衡式 (4-14) 可以确定 M_2 :

$$M_2 = M_b(90^\circ) = Fr_m \left(\frac{1}{\pi} - \frac{1}{2} \right) = -\frac{F}{2}r_m \left(1 - \frac{2}{\pi} \right) \quad (4-18)$$

代入切口力矩公式 (4-15), 可以依赖于角度 α 给出弯曲力矩曲线:

$$M_b(\alpha) = M_1 - \frac{F}{2}x = \frac{F}{2}r_m \frac{2}{\pi} - \frac{F}{2}r_m \sin\alpha = \frac{F}{2}r_m \left(\frac{2}{\pi} - \sin\alpha \right) \quad (4-19)$$

- 分型面处的弯矩

如同前面已经显示的, 连杆大头分型面处的弯矩 $M_b(90^\circ)$ 具有特殊的意义。这是在这一关联中惯用的, 通过在这一点上在连杆纵向起作用的法向力 $F_N(90^\circ)$ ——现在标识为纵向力 F_l ——以及所属的力臂, 在此也称为力矩, 进行表达。按公式 (4-13), $F_l = F/2$, 这样根据公式 (4-18) 或 (4-19) 力臂必须是 $e_F = r_m(1 - 2/\pi)$ 。可以很简单地复核在 e_F 间隔中的弯矩, 即当角度 $\alpha = \arcsin(1 - e_F/r_m)$ 时具有一个零点 (图 4.1-7 上)。图 4.1-7 (下) 将简化的圆环模型的径向力、法向力以及弯矩曲线与较昂贵的等效模型进行对比 (见 [C12])。质量上在很大的周边范围显示出良好的一致性, 数量上如同期待的一样具有偏差。例如在分型面处与实际上相比不是无横向力的, 事实真相将在下一节中详细描述。

4.1.3.4 连杆螺栓连接处的受力情况

连杆大头螺栓连接的设计将在 4.1.4 节中进行探讨。当在 4.1.2.2 节中叙述了连杆承受的外力及在 4.1.3.3 节中探讨了由此得出的单个横向力的负荷的时候, 连杆大头螺栓连接的力也应考虑。如同在上一节结尾中表露的, 分型面处的切向力及切向力矩是应求得的负荷值。此外还显示出, 在分型面处起作用的弯矩也可以通过在这一点上起作用的法向力 $F_N(90^\circ) = F_l$ 及力臂 e_F 取代。当然这决定于, 法向

力及纵向力的作用线围绕间隔 e_F 向内的位移 (图 4.1-8)。因此对于连杆螺栓来说, 在分型面处具有的弯矩与在轴向方向偏心传递的工作力具有相同的意义。

在上一节中推导出, 考虑到简单的圆环模型在接缝横截面上仅有一个纵向力起作用。这在实践中仅相当于对称的螺栓连接的情况。符合设计示例的是应理解为两个一致的连杆轴承盖相互的螺栓连接。连杆大头与连杆轴承盖是非对称的螺栓连接。径向力 F_{rad} 现在不再消失在分型面中。因此连杆头的螺栓连接不再是无横向力的, 如图 4.1-8 显示的普遍情况一样。工作力由纵向元件和横向元件共同起作用。其作用线与连杆轴线不是平行的, 而是围绕角度 γ 倾斜。

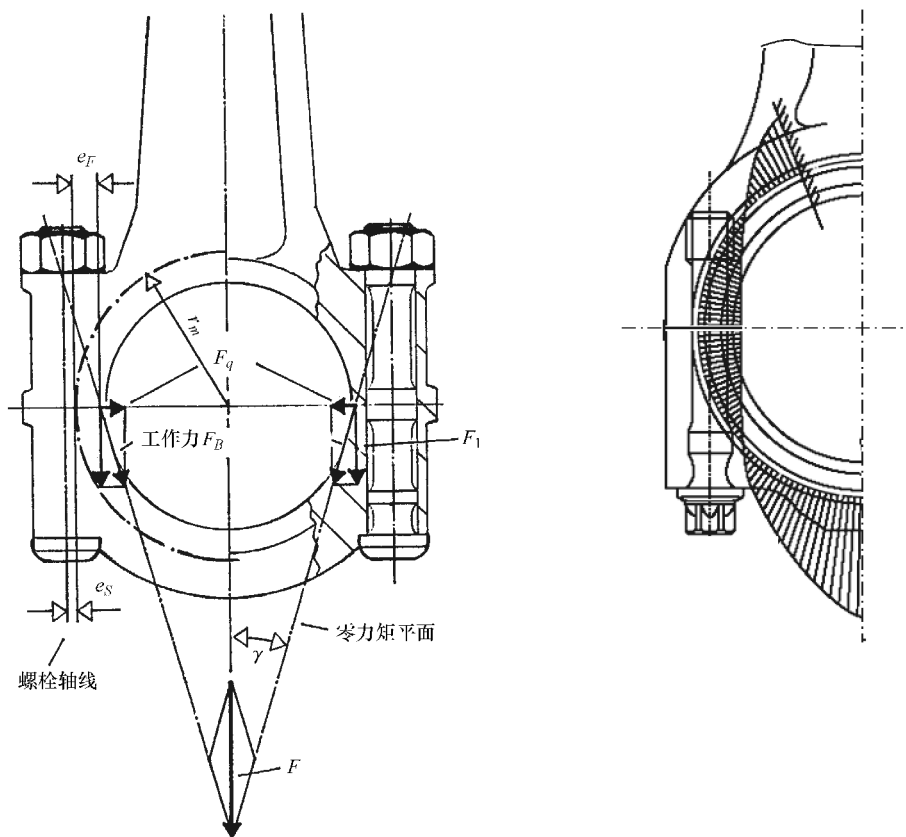


图 4.1-8 工作力, 零力矩平面及螺栓轴线; 平切口连杆的连杆大头螺栓连接 (左);
接近于实际的弯曲力矩曲线 (右)

用于简单的直方模型 (环形或多边形, 也具有分层次的平面惯性矩, 单力负载) 工作力作用在所谓的零力矩平面上。这是在连杆大头和连杆轴承盖一侧重力线的无弯矩的点之间的直连接线。零力矩平面在重力线的间隔 e_F 中切断接缝平面, 如同上一节结尾推导出的一样。

还值得一提的是, 不仅仅弯曲力是偏心作用, 而且螺栓轴线通常也是围绕着间

隔 e_s 相对于接缝平面中的重力线的极点错位。重力线是连杆大头表面重心的连接线。

以上的情况适用于直切口连杆。斜切口连杆大头上的传力不再是垂直的，而是与分型面具有一定的角度。如图 4.1-9 所示，在分型面处巨大的横向力作为在两个横切面上的矢量和起作用，横向力大小不同。连杆轴承盖相对于连杆大头移动。直切口连杆抵消相同大的向外的相对作用力。仅在当时的横截面上起作用。为了阻止横向位移，传递力的连接在斜向分离时不再够用。必须转移到形状上的连接，例如锯齿连接。

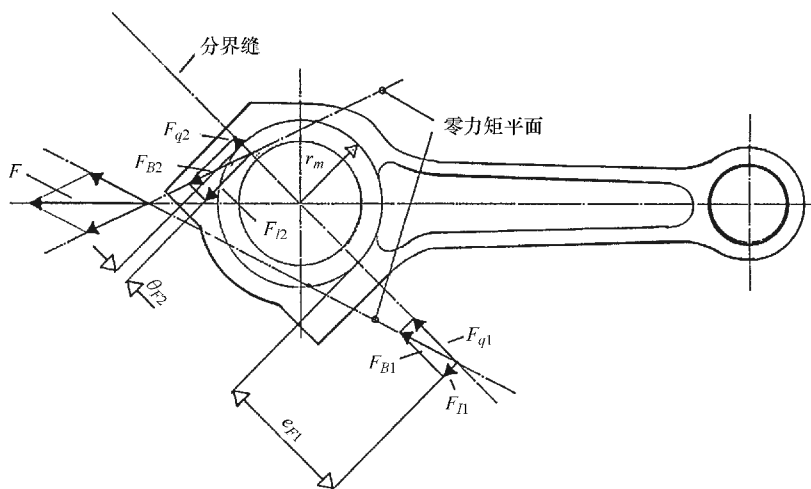


图 4.1-9 工作力，零力矩平面及螺栓轴线；斜切口连杆的连杆头螺栓连接（螺栓轴线忽略）

用于直切口连杆大头所选择的模型不再适合于斜分离的比例，因为连杆头与连杆纵轴线不再是对称的。随着局部刚性比例的改变以及变化的传力点，无弯矩的点也改变了位置。应考虑到特殊的比例关系进行计算。

4.1.3.5 连杆疲劳强度计算

在连杆大头部以及连杆小头孔上的阈值应力通过惯性力决定的法向力及弯矩负荷起作用。此外连杆大头部分由于装配轴瓦而预紧（见 [C5]）。在连杆衬套或在半浮活塞销式连杆上过盈产生相应的预应力的方式也适用于小头孔。弯曲应力的计算应按照强刚度的轴承座的理论进行（见 [C8, C13]），预应力由于轴承过盈按照厚壁钢管的理论计算。对于评价疲劳强度决定性的是交变应力振幅 σ_a ：

$$\sigma_a = \pm \frac{1}{2}(\sigma_o - \sigma_u) \quad (4-20)$$

上限应力计为

$$\sigma_o = \sigma_N + \sigma_b + \sigma_u \quad (4-21)$$

下限应力为

$$\sigma_u = \sigma_{ii} \quad (4-22)$$

式中, σ_N 是拉应力; σ_b 是弯曲应力; σ_{ii} 是由于过盈产生的预应力, (见 [C8])。交变应力振幅叠加为平均应力 σ_m :

$$\sigma_m = \frac{1}{2}(\sigma_o + \sigma_u) \quad (4-23)$$

由于气体力较小的负荷, 在这一观察中可以忽略不计。同时说明, 连杆大头按照支承功能设计, 考虑到连杆小头由此出发, 连杆孔的椭圆形变形应处于允许的极限内。

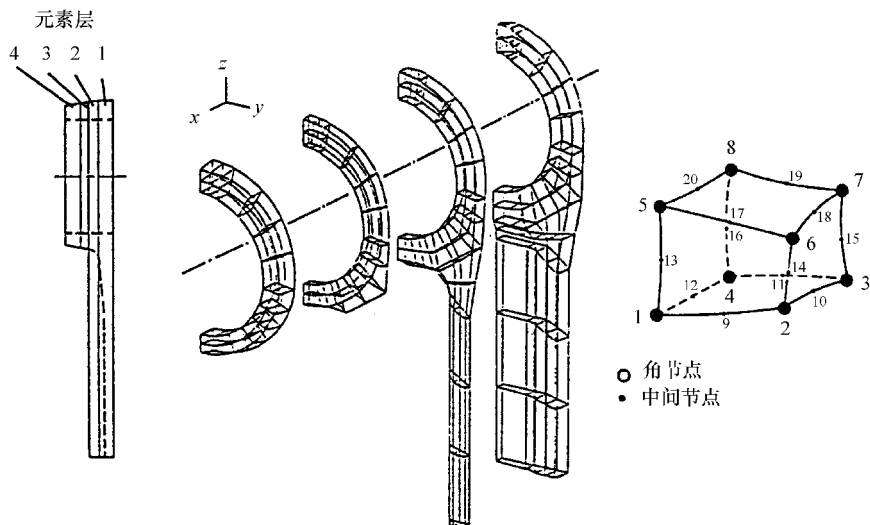
为了与允许的应力进行比较, 应考虑基于材料疲劳强度图。此外连杆杆部还应核算弯曲安全性 (不论在摆动方向, 还是在曲轴轴线方向)。许用应力的参考值为比例系数。计算无论如何应显示出与相较于制造业中普遍应用的方法的特殊性 (按“奥勒尔”以及“泰德麦耶尔”方法), [C8] 以及 [C10] 的说明应该足够。

4. 1. 3. 6 连杆有限元模拟计算

涉及疲劳强度的复验和优化, 期望将传统的计算方法用于像连杆这样具有复杂结构的零件原则上是徒劳的。计算机支持的 FEM 以及 BEM 方法 (FEM: 有限元法; BEM: 边界元法) 在当今有能力提供必要的精度。第一个方法的强项是可以模拟出接近实际的零件变形, 以及由此产生的空间应力分布; 后一个方法是采集基于外部边界面的应力分布。

计算精度取决于, 如何精确近似实际的几何形状。使用 FEM 方法时, 结构解析 (在此也标识为离散) 和所应用的结构元素的特性起到决定性的作用。[C14] 中的示例显示了, 用于连杆的几何图形是如何利用等参数空间“8 型元素” (8 个角节点, 12 个中间节点) 由元素层面有利地建立起来的 (图 4. 1-10)。因为直切口连杆正常情况下具有两个对称的截面, 建一个四分之一的连杆模型就足够了。用于施加外部负荷与比较昂贵的 FEM 计算相比正弦形的压力分布足够, 如同 4. 1. 3. 2 节中描述的。原则上还可以, 与流体动力学的润滑油膜模型的结合近似算出润滑油膜上的实际的压力分布及油流量。当然, 如果一同考虑这些接触问题, 就意味着非常高的计算成本。

此外还有例外的情况, 在最小润滑间隙及润滑油膜压力分布上变形的反作用, 为了连杆的设计优化, 考虑到滑动轴承的功能安全性, 也应进行试验研究。[C16] 显示了大众公司用于动力总成零件设计使用的相应的 CAD/CAE 系统。连杆大头及连杆小孔接近于实际的变形演示见 [C17] (图 4. 1-11, 见书后彩插, 上)。图 4. 1-11 (下) 除了变形还描述了连杆大头在惯性力下应力分布的影响 [C18, C19]。这是连杆几何形状足够精细化的前提。观察连杆 FEM 计算的 (此处的连杆为中速运转的柴油发动机用连杆) 方面可参见 [C20]。总的来说应坚持将连杆以及其他零件的 FEM 计算形成经验, 以便使涉及发动机技术的公开出版物将很少或不再详细进行报道。

图 4.1-10 使用用于 FEM 计算的由 4 个元素层构成的连杆几何图形构造^[C11]

4.1.4 连杆螺栓连接设计常规计算

4.1.4.1 连杆螺栓连接

连杆螺栓连接在原理上体现了机器制造业的经典问题，根据应力图可以解释，并在计算时可接近于实际的假设并可最终满意地求解。应力图是在机械零件领域中应用的基本工具，因此在此不必引述普遍的文献要求。在连杆连接应用时所涉及的基本的关联在 [C8] 及 [C12] 中都已进行过探讨。实际的差异是针对 VDI2230 规定 [C22] 的解释 [C21]，在 4.1.4.2 节中曾节选过。非常详尽的关于螺栓连接的所有问题在 [C23 - C26] 中进行了探讨。

用于可靠的连接需要使用弹性螺栓 (DIN2510) [C27]。如同借助于应力图所显示的，螺栓在预紧装配时的附加负荷越小，夹紧的零件就越具有弹性并越不变形。由此可推导出弹性螺栓与正常螺栓有差异的结构。通过由高强度材料制成的细螺杆使弹性螺栓在正确的位置、装配及工作力的设计中可不承受超负荷，即使在最大的工作力时也能保持足够的夹紧力以及相对于变换的工作力也可以显示出足够的疲劳强度。

4.1.4.2 连杆螺栓连接计算 (按 VDI2230 规定^[C21])

4.1.4.2.1 计算要求

用于螺栓连接的设计首先必须确定在连杆大头部位分离面处起作用的力及力矩 (参见 4.1.3.3 及 4.1.3.4 节)。详细分为

- 每个螺栓轴向起作用的工作力 F_l

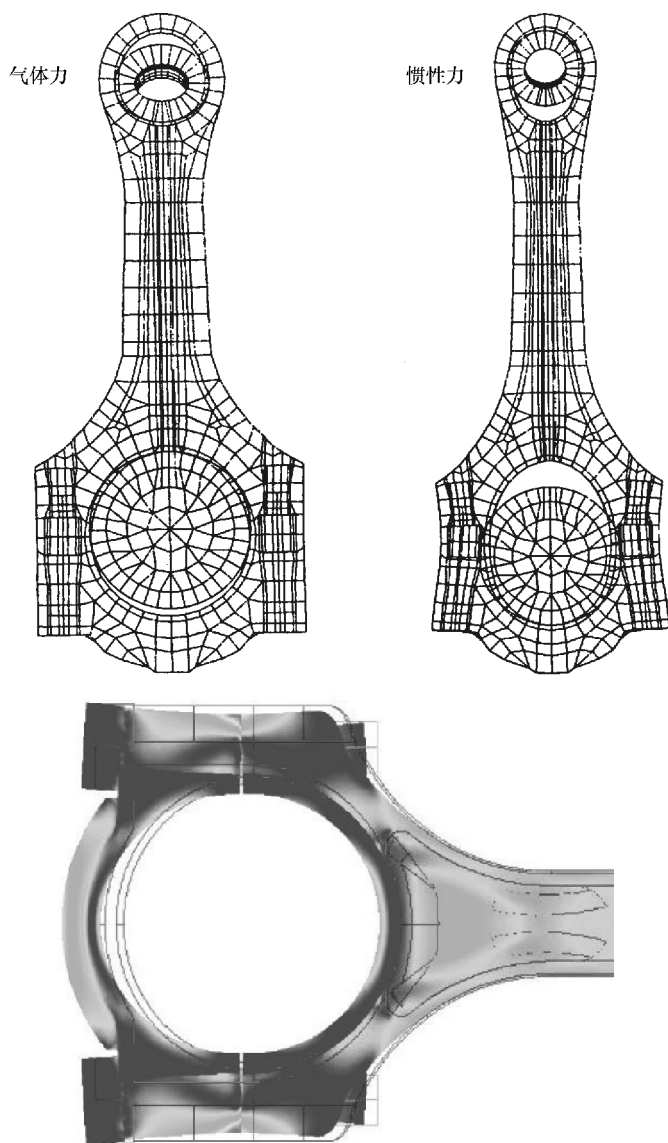


图 4.1-11 在气体及惯性力作用下连杆的变形^[C17] (上); 连杆大头在惯性力作用下的变形以及应力分布云图 (按“冯米色斯”比较应力; “红”表示高, “绿”表示中, “蓝”表示低负荷)^[C18,C19] (下)

- 垂直作用的横向力 F_q

- 弯矩

$$M_b = e_F F_l \quad (4-24)$$

(e_F 是偏心传递工作力的力臂)。

以此为基础可以获得大致的螺栓直径的尺寸, 对此最好要考虑到列出表格

(VDI2230 或螺栓制造商的要求)。最后还可以检验夹紧长度比 (连杆轴承盖及连杆大头与螺栓直径 d_s 之间的夹紧长度 l_{kl} 。在此至少应得出系数 4 (普遍的经验值)。为此成为用于实际计算的前提。

当然在此的任务不是详细描述 VDI 规定的内容, 只是为了解释才重复规定的内容。重要的是, 应尽可能清晰描述每一个最重要的步骤。

4.1.4.2.2 螺栓连接的弹性柔度

弹性柔度 δ 是刚性 c 的倒数。用于长度 l 、恒定横截面 A 及弹性模数 E 的拉伸试棒或螺杆的弹性柔度存在以下简单的关联关系:

$$\delta = \frac{l}{EA} \quad (4-25)$$

1) 实际螺栓的弹性柔度

膨胀螺栓由不同长度的截面、变化的截面积以及螺栓头部及一部分旋进的螺纹构成。为了正确地再现螺栓的柔度, 首先必须尽可能逐一精确确定单个部分柔度。与刚性相反, 用于柔度适用类似模拟电阻串联的计算公式。单个柔度可以最后相加成螺栓的总柔度 δ_s 。

$$\delta_s = \delta_1 + \delta_2 + \delta_3 + \cdots + \delta_n \quad (4-26)$$

涉及对螺栓头部以及自由或旋进的螺纹长度的考虑, 应采用 [C21] 中的说明。

2) 连杆头部在夹紧长度范围的柔度

在夹紧范围, 压应力由螺栓轴线径向向外减弱, 压力负荷的区域在分离面方向扩大。连杆头部在夹紧长度范围的柔度 δ_{plk} 只能利用简单的假设找到。这导致对等效截面的定义, 例如在 [C21] 及 [C27] 中描述的。这一定义在夹紧长度范围由几何参数得出。如果涉及适应公式的关联, 应参见前面引用出处的内容。利用夹紧长度 l_{kl} , 等效截面 A_{eq} 及弹性模数 E 可以按公式 (4-25) 得出柔度:

$$\delta_{plk} = \frac{l_{kl}}{EA_{eq}} \quad (4-27)$$

接触柔度在此不必考虑。此外假设有足够的夹紧长度。同样应注意, 偏心力传递时由于附加作用的弯矩造成的附加的长度柔度, 在此也不考虑。

3) 中心及偏心力, 夹紧长度范围对连杆头部柔度的影响

轴向工作力的作用线不与螺栓轴线重合。后者通常也不与设想的、分离面通过表面重心 (连杆头部截面所有平面重心的连接线的轴线是重力线) 的轴线重合。此内容在 4.1.3.4 节 (图 4.1-8) 中已经进行过描述。偏心的传力及螺栓轴线具有与锻件的中性层一定的间距, 这就意味着, 在连杆头部螺栓连接中不适合实际的比例 (公式 4-27)。图 4.1-12 中描述了原则上对于这种情况的比例关系, 锻件的中性层处于螺栓轴线与传力的作用线之间。

此外, 实际上工作力不传导到螺栓头部或螺母的支承面上, 而是在夹紧件的内

部。随着夹紧长度的缩短，连杆头部的柔度减小，而螺栓柔度增加。下面还将介绍由此在工作中附加的螺栓平面负荷也减小。

仅通过螺栓、螺母接触面一个平面连接的螺栓处于预应力损失的状态 [C21]。下面还将详细论述。

简单假设，由于偏心的传力附加产生的弯曲应力会得出经过连杆头部截面的线性曲线。由此弯曲应力、正交应力 $\sigma_b(x)$ 及 σ_N 叠加成应力曲线 $\sigma_y(x)$ ：

$$\sigma_y(x) = \sigma_N + \sigma_b(x) \quad (4-28)$$

适用于正交应力

$$\sigma_N = \varepsilon E = \frac{\Delta l}{l_{kl}} E = \frac{F_l}{A_{eq}} \quad (4-29)$$

$\varepsilon = \Delta l / l_{kl}$ 为弹性延伸。数值 E 及 A_{eq} 在前面已经定义。力 F_l 首先可能是任意的偏心力。仅传导回到正交应力上的纵向变化 $\Delta l = \Delta l_1$ 按公式 (4-29) 计为

$$\Delta l_1 = \frac{F_l l_{kl}}{E A_{eq}} \quad (4-30)$$

适用于 x 点上的弯曲应力：

$$\sigma_b(x) = \frac{\Delta l(x)}{l_{kl}} E = \frac{M_b x}{I_{eq}} \quad (4-31)$$

式中， M_b 是在横截面中起作用的弯矩； I_{eq} 类似于对于等效截面的等效面惯性矩。后者必须逐步足够精确地计算：

$$I_{eq} = \frac{l_{kl}}{\sum_{i=1}^n \frac{l_{kli}}{I_i}} \quad (4-32)$$

式中， l_{kli} 是连杆中单个截面的长度； I_i 是相关的轴向表面惯性力矩。弯矩为

$$M_b = e_F F_l \quad (4-33) = (4-24)$$

这一说法在 4.1.4.2.1 中已经介绍过了。力臂 e_F 在用于图 4.1.12 描述的情况中为力作用线及锻造中性层之间的间距。

柔度总是关系到螺栓轴线，此处位置为 $x = -e_S$ ，取决于坐标系的位置，是否螺栓轴线总是如同在样本中假设的那边，或者处于中性层这一边（此时 $x = +e_S$ ），单纯返回到弯曲上的纵向改变 $\Delta l = \Delta l_2$ 按公式 (4-31) 和式 (4-33) 计为

$$\Delta l_2 = \frac{F_l e_F l_{kl} (-e_S)}{E I_{eq}} \quad (4-34)$$

连杆头部在夹紧长度范围中接近于真实性的长度变化由公式 (4-30) 和式 (4-34) 相加得出；

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 = \frac{F_l l_{kl} \left(1 - e_F e_S \frac{A_{eq}}{I_{eq}} \right)}{E A_{eq}} \quad (4-35)$$

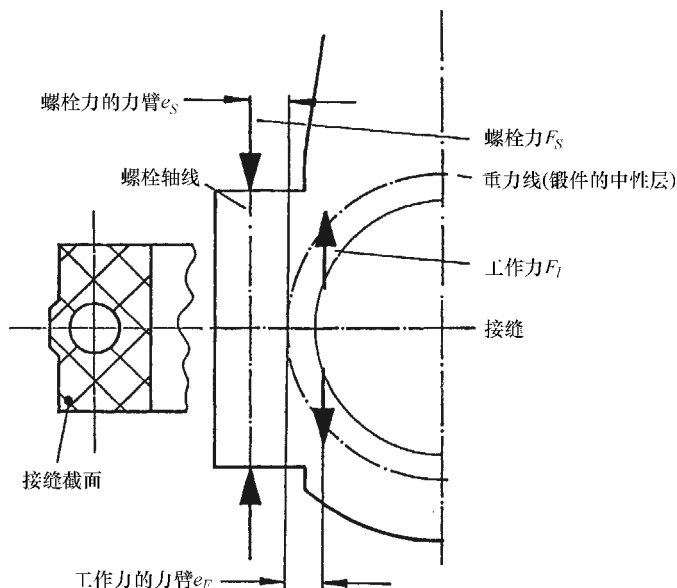


图 4.1-12 连杆头部夹紧长度范围中锻造中性层、螺栓轴线及工作力作用点的位置（一种可能的布置）

如果考虑到按公式 (4-27) 的纯中心传力的负荷 δ_{Plk} 时的柔度，并代入到由公式 (4-35) 推导出的关联中，然后适用以下公式：

$$\delta_{Plk}^{**} = \frac{\Delta l}{F_l} = \delta_{Plk} \left(1 - e_F e_S \frac{A_{eq}}{I_{eq}} \right) \quad (4-36)$$

4.1.4.2.3 连杆螺栓连接的应力曲线图

为了说明连杆螺栓连接的应力曲线图，首先必须进行以下的追溯。这也因此证实是特别需要的，因为特殊的比例关系在文献中虽然准确地描述了，但另一方面又不是绝对重视易懂的描述。在上一节中已经定义了两个在中心及偏心传力时出现的弹性柔度，以及定义了两个数值之间的关联 [公式 (4-36)]。推导出了总工作力 F_l 。

后面还将列入确定的螺栓附加力 F_{SZ} 中的柔度，既不用公式 (4-27) 也不用公式 (4-26) 就可详细描述。螺栓附加力虽然在螺栓轴线上起作用，按图 4.1-12 充其量偶然与中性层同时发生，以便在此存在偏心的传力。关系到螺栓附加力的柔度叫作 δ_{Plk}^* 。它可以类似传导并由于弯曲变形再加上纵向变形大于 δ_{Plk} 。

$$\delta_{Plk}^* = \delta_{Plk} \left(1 + e_S^2 \frac{A_{eq}}{I_{eq}} \right) \quad (4-37)$$

应力曲线图基本的关联局限到中心工作力传力方面，可以特别明了地进行描述。图 4.1-13 即显示了装配状态，螺栓力加载在整个夹紧长度上，又显示了在工作力作用下变化的比例关系。在此简化假设为中心螺栓连接。工作力在螺栓轴线上起作用，但是实际上是与此具有一定的间隔。在 4.1.4.2.2 小节中已经说明了，工作力真正传力的平面处于夹紧长度的中间（不是直接在螺栓头以及螺母下面，而

是具有一定的间距)。为此实际上可利用的夹紧长度缩短到数值 ζl_{kl} 。相应按照公式的关联在图 4.1-13 中给出。如同在前面的章节中描述的,这同时会造成螺栓弹性和刚性的提高。

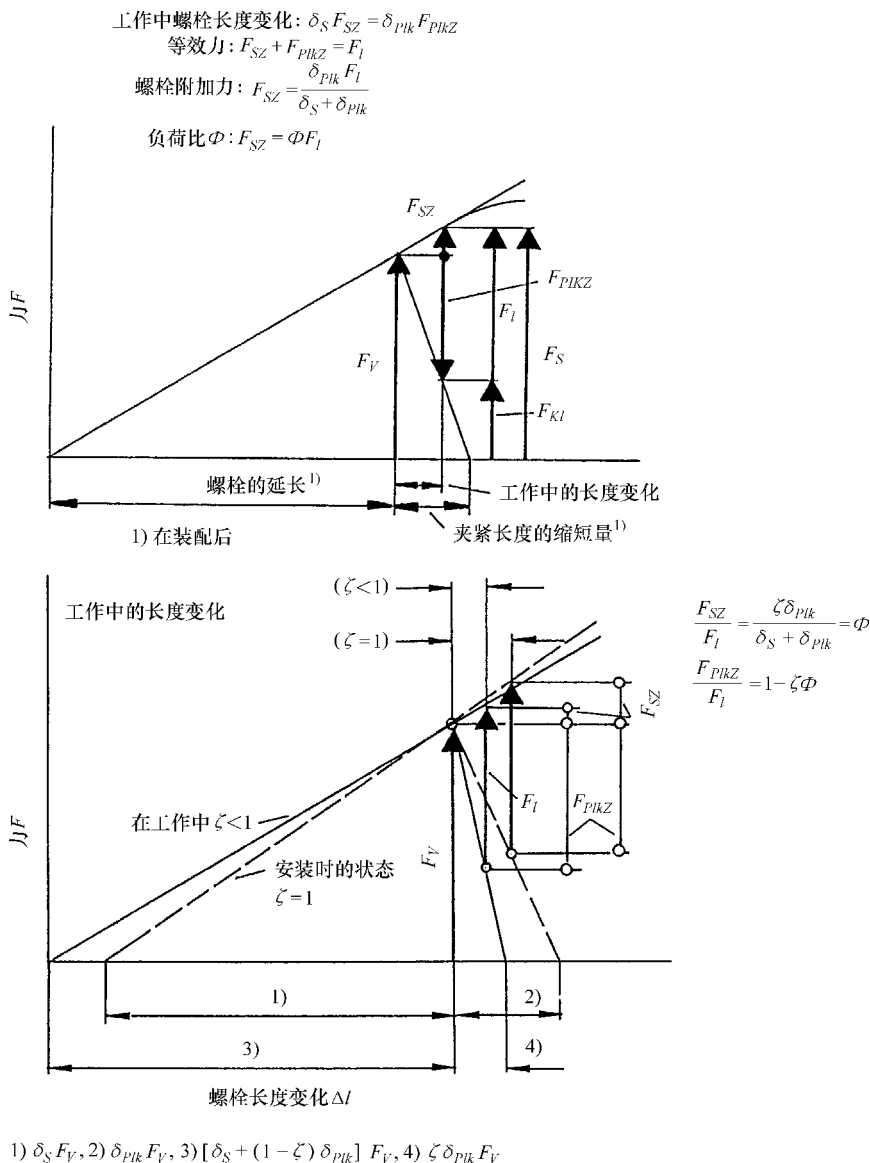


图 4.1-13 上图: 用于在中心作用工作力的普遍形式的应力曲线 (即在螺栓轴线上), 但未考虑连杆螺栓连接特殊的比例关系; 下图: 夹紧的零件上用于接近实践的工作力传力的普遍应力曲线图的变化^[C21] (没有直接在螺栓头以及螺母的下面); 要考虑系数 ζ 工作力起作用时, $\zeta = 1$: 完全, $\zeta < 1$: 工作力起作用时夹紧长度 ζl_k 缩短 (偏心加力同样未考虑)

在装配时起决定性作用的数值是预应力 F_V 。它延长了螺栓并在夹紧长度范围内使被夹紧的零件弹性地缩短（胡克定律）。在工作力 F_l 的作用下螺栓力 F_S 弹性地提高到螺栓附加力 F_{SZ} 。由此也将分离面降低到夹紧力。借助于应力曲线可以回答两个决定性的问题：

- 分离面何时张开 ($F_{PlkZ} = F_V$)
- 螺栓附加的动力负荷有多大？可以由螺栓负荷比（螺栓附加力 F_{SZ} 与螺栓工作力 F_l 之比） Φ （图 4.1-13）得出结论。

4.1.4.2.4 最小夹紧力、夹紧力损失及预紧力

1) 最小夹紧力

必须保持最小夹紧力，以便避免以下现象：

- 在连杆轴承盖与连杆大头之间的接缝处由于工作力作为横向力起作用的因素造成横向位移。
- 由于工作力作为横向力起作用的因素造成单侧突出（张开）。

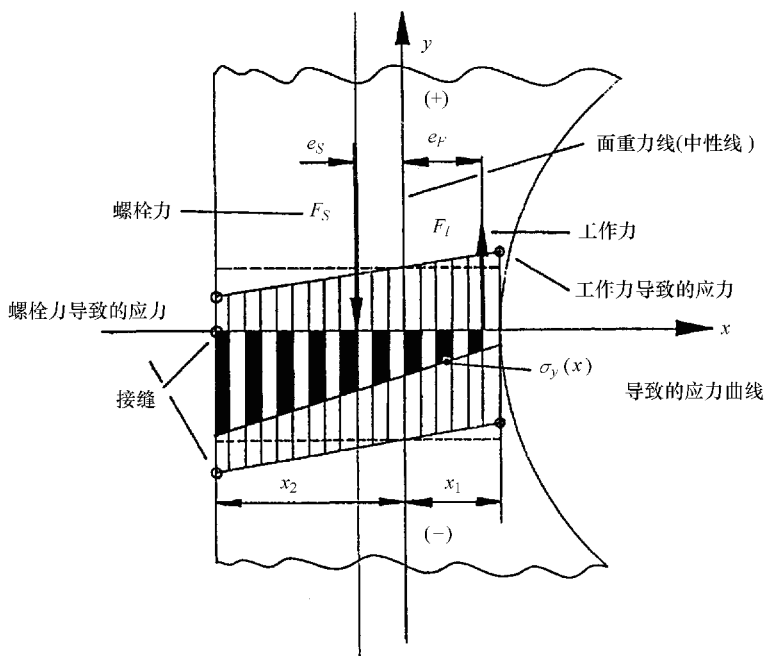


图 4.1-14 连杆头部接缝处由于螺栓力及偏心传导的工作力
通过线性假设应力曲线叠加的应力曲线

如果没有结构上的防范措施（例如锯齿形啮合），横向位移必须通过摩擦力来避免。在直分式的连杆大头上这一措施足够。最小夹紧力 F_{Klmin1} 取决于横向力 F_q 及摩擦系数 μ ：

$$F_{Klmin1} = F_q / \mu \quad (4-38)$$

关系到为了避免接缝单侧张开可按照公式 (4-28), 既要考虑工作力又要考虑螺栓力。如图 4-1. 14 所示, 正交应力与弯曲应力是针对带有轴向表面惯性矩 I_{Tf} 的接缝截面 A_{Tf} 。横截面上的应力曲线如下求近似值:

$$\sigma_y(x) = -\frac{F_S - F_l}{A_{Tf}} + \frac{M_b x}{I_{Tf}} \quad (4-39)$$

螺栓力 F_S 及轴向工作力 F_l 是已经代入的数值, 考虑到在图 4. 1-14 中假设的布置, 同样弯矩 M_b 由以下平衡条件得出:

$$M_b = M_b(90^\circ) + F_S e_S \quad (4-40)$$

视不同定义 $M_b(90^\circ)$ 也可以用负号说明 [见公式 (4-18)]。按图 4. 1-14, 用于这一考虑可以使用正号。根据应力曲线图可以推导处以下关联:

$$F_{kl} = F_S - F_l = F_V + F_{SZ} - F_l = F_V - F_{PlkZ} = F_V - (1 - \Phi) F_l \quad (4-41)$$

可以代入所有数值, 并不需要其他的说明。公式 (4-40) 可以用已知的关系进行如下处理:

$$M_b = F_l e_F + e_S (F_V + F_{SZ}) = F_l e_F + e_S (F_V + \Phi F_l) \quad (4-42)$$

与中心作用工作力情况下的力比例关系的定义 ϕ (见图 4. 1-13) 相对的, 在特殊情形下必须还要注意偏心作用工作力, 由应力曲线可得:

$$\delta_S F_{SZ} = \delta_{Plk} F_{PlkZ} = \delta_{Plk} (F_l - F_{SZ}) \quad (4-43)$$

柔度 δ_S 及 δ_{Plk} 在 4. 1. 4. 2. 2 节中已进行介绍。关系到工作力 F_l 应由 δ_{Plk}^{**} 取代 δ_{Plk} , 关系到螺栓附加力 F_{SZ} 应由 δ_{Plk}^* 取代。在这种情况下力比 Φ 如下:

$$\Phi = \frac{F_{SZ}}{F_l} = \frac{\delta_{Plk}^{**}}{\delta_S + \delta_{Plk}^*} \quad (4-44)$$

公式 (4-41) 及式 (4-42) 可以应用在应力曲线公式 (4-39) 中, 此时还应注意公式 (4-44):

$$\sigma_y(x) = -\frac{F_V - (1 - \Phi) F_l}{A_{Tf}} + \frac{[F_l (e_F + e_S \Phi) + e_S F_V] x}{I_{Tf}} \quad (4-45)$$

接缝张开是在内侧开始, 当 $\sigma_y(x_1) = 0$ 时出现。如果公式 (4-45) 考虑到在公式 (4-41) 中包含的 F_{kl} 、 F_V 和 F_l 之间的关系, 以及按 F_{kl} 所谓的边界条件求解的话, 可以同样应用最小夹紧力的剩余的夹紧力:

$$F_{Klmin2} = \frac{F_l x_1 (e_F + e_S)}{\frac{I_{Tf}}{A_{Tf}} - e_S x_1} \quad (4-46)$$

在螺栓轴线的代用位置上公式 (4-40) 中的 e_S 应使用负号。相应的也适用于公式 (4-46)。 e_S 符号在分子及分母中转换, 以至于这一比例关系用于实践中是特别有利的。

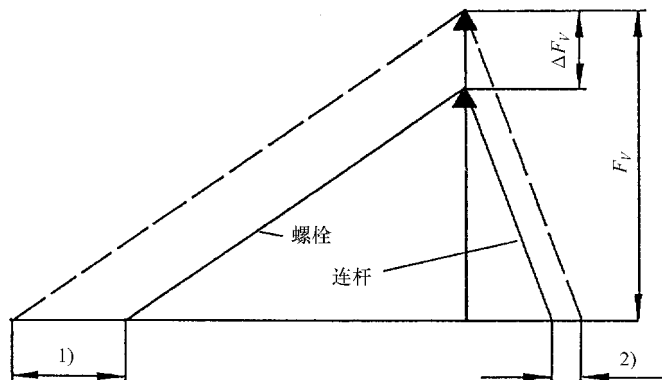
F_{Klmin3} 最终是连杆轴承由于轴承重叠的闭合力。半圆轴瓦放置到分型面处后是

突出的。为了闭合所使用的力产生必要的压力。对于所需预应力的计算决定性的，是否可以通过摩擦抵消横向力 F_q ，或者用于阻止由于纵向力 F_l 导致分离面开缝的所必需的最小夹紧力应大一些。与其独立的是轴瓦的闭合力应相加。

2) 预紧力损失

由于拧紧过程连杆螺栓承受预紧力损失 ΔF_V (图 4.1-15)。下沉量 Δl_V 的惯用数值在 [C21] 中给出。螺栓连接的预紧力由中心的力作用出发。因此柔度 δ_{Plk} 应使用公式 (4-47)：

$$\Delta F_V = \frac{\Delta l_V}{\delta_S + \delta_{Plk}} \quad (4-47)$$



1) $\delta_S \Delta F_V$, 2) $\delta_{Plk} \Delta F_V$,
下沉量 $\Delta l_V = \Delta F_V (\delta_S + \delta_{Plk})$

图 4.1-15 螺栓连接的下沉量和预紧力损失

3) 最小预紧力

利用最小夹紧力 F_{Klmin} 、预紧力损失 ΔF_V 及由工作力决定的在夹紧长度范围内的卸载

$$F_{PlkZ} = F_l (1 - \Phi) \quad (4-48)$$

可以计算最小需要的预紧力 F_{Vmin} ：

$$F_{Vmin} = F_{Klmin} + \Delta F_V + F_l (1 - \Phi) \quad (4-49)$$

4.1.4.2.5 螺栓尺寸

1) 拧紧系数及利用率

螺栓可以如众所周知地按照控制力矩、转角及力矩梯度比率（插入极限控制）进行拧紧^[C26]。由工艺决定在装配时应控制预应力。因此，螺栓必须不是测量最小预应力，而是应测量其最大预应力。后者与前者之间的关系作为拧紧系数表示^[C21]。这一系数表明了在一定情况时必要的超尺寸，在转角控制的拧紧方法时经常忽视（拧紧系数=1），但是实际上是不允许的（拧紧方法的原理区别见图 4.1-16）。

除了拧紧系数外，对于螺栓测量特别具有决定性意义的是，在装配时到何种程

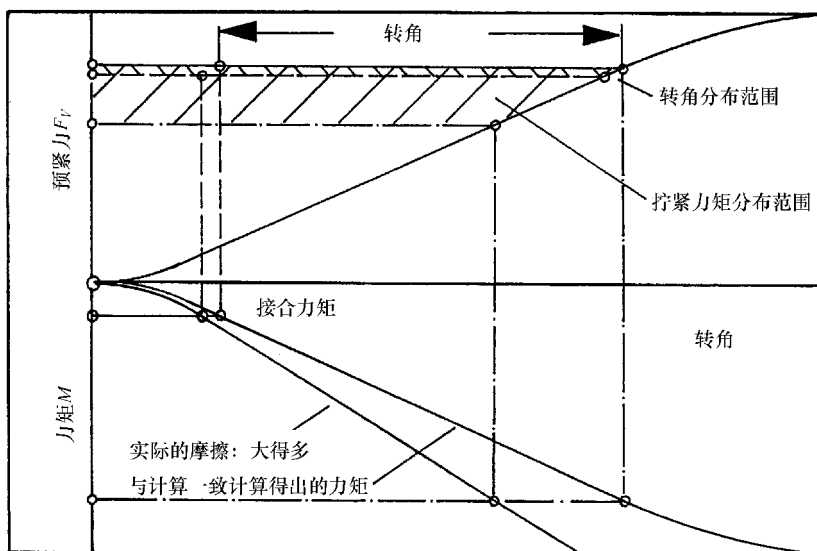


图 4.1-16 螺栓连接的个别拧紧方法之间原理上的区别；接合力矩用于应连接零件的可靠结合；摩擦影响在力矩控制时由于实际的预应力可以造成很大的不安全性；转角控制应由此出发，应可靠地达到屈服极限；这一安全性只有屈服极限控制能够保证（=通过转矩及转角测量的梯度控制→在预设值方面与胡克直线的偏差会产生中断信号）

度螺栓材料的屈服极限达到 90%、100%，或者螺栓负荷超出屈服极限。这作为利用率表示。由此出发，在转角控制的拧紧方法时至少应达到屈服极限。为了可靠的设计，当然考虑到个别方法的分散，参数不同的考虑方式与应用情况联系在一起是必要的。这特别符合对于大批量生产时的质量保证的情况^[C26]。对此在此不进行进一步讨论。

2) 螺栓拧紧力矩和螺栓预应力试验

螺栓拧紧力矩 M_{TS} 是由用于克服螺距以及螺纹摩擦 M_{TS1} 和头部摩擦 M_{TS2} 的部分构成的：

$$M_{TS1} = 0.5 F_V d_{S1} \frac{\tan \alpha + \mu'}{1 - \mu' \tan \alpha} \quad \text{其中} \quad \mu' = \mu \sqrt{1 + \cos^2 \alpha \tan^2 \beta} \quad (4-50)$$

$$M_{TS2} = \mu F_V \frac{d_{S2}}{2}, \frac{d_{S2}}{2} = \frac{d^3 - d_s^3}{3(d^2 - d_s^2)} \quad (4-51)$$

式中， F_V 是装配预应力； d_{S1} 是螺纹的中径（在标准中用 d_2 表示）； d_{S2} 是螺栓头部的摩擦直径； α 是螺距角度 [$\tan \alpha = h / (\pi d_2)$]，其中， h 表示螺距，螺纹的节圆直径 $d_2 = d_{S1}$ ； β 是螺纹的顶角； μ 是摩擦系数。此时严格来讲应使用指数 1 和 2。涉及螺栓头部的摩擦直径，应使用螺栓头部直径 d 以及螺栓杆部直径 d_s （公称直径）。

螺栓的拉应力 σ_{NS} 由装配预应力 F_V 和螺栓杆部截面积 A_s （应力截面）计算，

切应力 τ_{NS} 由摩擦力矩 M_{TS1} 和螺栓杆部的扭转阻力矩 W_{TS} 计算:

$$\sigma_{NS} = \frac{F_V}{A_S} \quad (4-52)$$

$$\tau_{TS} = \frac{M_{TS}}{W_{TS}} \quad (4-53)$$

比较应力 σ_V 按照形变假说可以与屈服极限当时的应用 $\xi_S R_{p0.2}$ 相等:

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_{NS}^2 + \tau_{TS}^2} = \xi_S R_{p0.2} \quad (4-54)$$

应用公式 (4-52) 及式 (4-53) 以及通过使用 A_S 和 d_S 的书写方式替代 W_{TS} 可以使用以下转换:

$$\sigma_V = \sqrt{\left(\frac{F_V}{A_S}\right)^2 + 3\left(\frac{4M_{TS1}}{d_S A_S}\right)^2} \quad (4-55)$$

利用其他转换最终结果获得用于由选择出的螺栓施加的预应力 F_V 的简单关系:

$$F_V = \frac{A_S \xi_S R_{p0.2}}{\sqrt{1 + 3\left(\frac{2d_{S1}(\tan\alpha + \mu')}{d_S(1 - \mu'\tan\alpha)}\right)^2}} \quad (4-56)$$

A_S 以及 d_S 涉及应力截面, 通常是弹性螺栓的光杆杆截面, d_{S1} 是螺纹的中径。 F_V (螺栓预紧力) $> F_{Vmax}$ (必需的) 是正确设计螺栓的必要条件。 F_V 实际上是按照公式 (4-56) 可由螺栓描述的预应力, 以及 F_{Vmax} 是考虑到最小预应力 F_{Vmin} 按照公式 (4-49) 计算应达到的预应力。如果选择出的螺栓不能实现的话, 则必须对于尺寸特殊的螺栓重复进行计算。

由头部和螺纹摩擦产生的不安全性在尺寸要求上是很明显的。使用转角拧紧方法时, 回避力矩拧紧办法中依赖于摩擦的预应力, 计算螺栓在必需的预应力下必要的长度, 此时应考虑到连杆头部的弹性柔度。在此得出的相对长度根据螺距换算成转角, 以便螺栓自接合力矩 (相当于力矩, 由此在预应力与转角之间构成直线的关联) 开始拧紧。利用现代的扳手可以借助于微处理器的支持直接拧紧到屈服极限, 不用进行计算 (图 4.1-16)。

4.1.4.2.6 螺栓疲劳计算

通过预应力 F_V 在拧紧连杆螺栓时弯矩已经经过力臂 e_S 传递。超过预应力的附加弯曲负荷通过在螺栓轴线上起作用的螺栓附加力 F_{SZ} , 以及由于偏心传递工作力出现的弯矩形成。类似于弹性纵向柔度 δ_S 和 δ_{Plk} , 现在还可以确定弯曲柔度 β_S 和 β_{Plk} , 此处参见 [C21] 的说明。关于公式 (4-25), 截面 A 应由表面惯性矩 I 取代。图 4.1-14 中显示的排列是由偏心作用的工作力附加传递的弯矩 M_{bZ} 如下进行定义:

$$M_{bZ} = F_l e_F + (F_S - F_V) e_S = F_l e_F \left(1 + \frac{\Phi e_S}{e_F}\right) \quad (4-57)$$

螺栓轴线的代用位置上 e_s 重又采用负号。

弯矩 M_{bZ} 由弯曲螺栓杆部的力矩 M_{bSZ} 和在连杆头部同样造成弯曲的力矩 M_{bPlkZ} 构成。所以这两个弯矩的比是相关弯曲柔度比 β_s 和 β_{Plk} 的倒数。因此螺栓杆部附加的弯矩计为

$$M_{bSZ} = \frac{M_{bZ}}{1 + \frac{\beta_s}{\beta_{Plk}}} \approx M_{bZ} \frac{\beta_{Plk}}{\beta_s} \quad (4-58)$$

如果 $\beta_s > \beta_{Plk}$ 符合实践的情况，螺栓杆部整个附加的负荷 σ_{ySZ} 在工作力的作用下由于螺栓附加力 F_{SZ} 和弯矩 M_{bSZ} 通过正交应力和弯曲应力的叠加进行计算：

$$\sigma_{ySZ} = \frac{F_{SZ}}{A_s} + \frac{M_{bSZ}}{W_{bS}} \quad (4-59)$$

式中， A_s 是应力截面（螺栓光杆截面）； W_{bS} 是相关的阻力矩。代入公式（4-57）至（4-59）， σ_{ySZ} 可以用下列形式表示：

$$\sigma_{ySZ} = \frac{4\Phi F_l}{\pi d_s^2} \left[1 + \frac{8e_F}{d_s} \frac{\beta_{Plk}}{\beta_s} \left(\frac{1}{\Phi} + \frac{e_s}{e_F} \right) \right] \quad (4-60)$$

所有数值都已经进行足够的解释了。连杆螺栓在工作中经历重复拉力负荷。对于疲劳强度重大的交变应力振幅计为：

$$\sigma_a = \pm \frac{1}{2} \sigma_{ySZ} \quad (4-61)$$

螺纹上允许的交变应力负荷限制见 [C11, C12]。

4.1.4.2.7 连杆螺栓连接设计小结

为了更好地理解连杆头部螺栓连接的过程，利用以下说明还会有所帮助：

- 螺栓预应力超过屈服极限时工作力也不会引起进一步的塑性变形，因为螺栓拧紧后一部分切应力分解，并由此不再有应力储备。

- 螺栓塑性变形时由于本身延长会造成预应力的损失（可以通过应力曲线图的假说进行解释）。螺栓连接为此自己就会返回到弹性状态。

- 在工作力恒定的振幅下只可能有一次的塑性变形。随后都演变到弹性范围。

除了关于螺栓连接的理论文献说明以外，还应该对应用实践加以说明。文献 [C28] 提及一个示例，介绍了改进摩托车发动机连杆螺栓连接的具体措施。在此描述的关于连杆强度计算的过程以及连杆螺栓连接的设计特别适用于利用用户对话框形式的编程。

4.2 活塞

4.2.1 活塞计算分析

以下描述的内容将涉及筒形活塞，即当今除了低速两冲程大行程大型柴油发动

机以外所有四冲程发动机无一例外使用的活塞。与那些例如在十字头曲柄机构中使用的活塞相反，筒形活塞将燃烧室、密封等重大功能特征都集中在活塞一个零件上。与十字头曲柄机构相反的是筒形活塞驱动机构的连杆回转角受行程限制。活塞是发动机的核心元件，发动机开发人员一直在深入进行研究，并且还将持续下去，见 [C29]。

活塞计算分为以下内容：

- 疲劳强度寿命预测计算
 - 传统活塞销计算
 - 借助于 FEM 的热应力和机械负荷的计算
- 功能模拟计算
 - 活塞二次运动对噪声特性以及缸套气蚀的模拟计算
 - 活塞环运动对机油耗及漏气量的模拟计算
 - 活塞裙部摩擦与磨损

此时活塞功能总是与活塞环功能联系在一起考虑的（见 4.3 节），并且计算机支持的强度计算借助于 FEM 实际上也应算作是模拟计算。在此还要先说明一下，用于功能预测的计算方法除了活塞二次运动以外还不能获得数量上足够可靠的精度结果。

4.2.2 活塞功能及设计要求

活塞应完成以下功能：

- 传递气体力
- 与缸盖构成燃烧室
- 与活塞环一起共同起到密封的作用
 - 燃烧室相对于曲轴箱→尽可能减少燃气的泄漏
 - 曲轴箱相对于燃烧室→尽可能避免润滑油输送到燃烧室中
- 曲柄机构运动学合理性
- 散热
 - 特别是通过活塞环向气缸散热
 - 直接散到润滑油中

同时应对活塞提出下列要求：

- 结构强度（疲劳强度），即足够的安全性，防止出现
 - 裂纹
 - 断裂
 - 不允许的较大的塑性变形
- 尽可能小的活塞质量
- 受限于允许的工作温度，通过

- 结构造型（传热截面）
- 选择活塞材料（耐热性、残余硬度、对不同涂层的适应性）
- 足够的导热
- 活塞附加冷却的措施
- NVH（噪声，振动舒适性）
- 轻量化（见上面）
- 良好的活塞导向性：足够的裙部长度，裙部形状及椭圆形优化以及考虑到最小塑性变形的活塞裙部上均衡的刚性分布（裙部径向尺寸减短）
- 考虑到倾斜特性及弹性以及随着运行不断变化的裙部塑性变形的合适的头部间隙
- 不同工况时的热膨胀/配合能力足够的平衡（必要时调整活塞）以及如前所述的
- 最小安装间隙，但是还需有
- 足够的抗咬性
- 微小的磨损（活塞及活塞环）
- 足够的抗爆燃的能力（特别是汽油发动机）
- 发动机性能稳定性
- 功率，转矩
- 油耗，漏气量
- 降低有害物质的排放
- 减少死区容积（该区域燃气不能充分燃烧）
- 降低机油消耗

根据这些要求——大多数是技术方面的要求进行目标折中。在此以汽油发动机为示例进行描述：如何实现越来越轻的质量和越来越高的机械及热负荷。活塞种类随着工作方式、燃烧类型以及活塞发动机规格有所不同，见表 4.2-1。

表 4.2-1 活塞发动机单一类别所用活塞种类概览（根据 [C30] 中原来的描述进行更新）

应用领域	对发动机活塞要求	活塞种类，结构形式
乘用车汽油发动机	高转速 比较低的爆发压力 较小的缸径 较低载荷	单体铸造金属活塞 ^① 带钢片防胀活塞（技术更新） 选用高耐热合金材料，硬阳极氧化的第 1 道环 锻造活塞（大功率及赛车发动机）
乘用车柴油发动机	中等转速 比较低的爆发压力 较小的缸径 中等载荷	单体铸造金属活塞 ^① ，带活塞环槽镶圈 选用内冷却油道，高耐热合金材料，活塞销衬套

(续)

应用领域	对发动机活塞要求	活塞种类, 结构形式
商用车柴油发动机	适当的转速 较高的爆发压力 中等缸径	单体铸造金属活塞 ^① , 带活塞环槽镶圈及冷却道 铰接式活塞 (锻钢头部 + 铸铝裙部) (技术更新) 整体锻钢活塞带追加封闭的冷却腔 摩擦焊式两体式钢活塞 组合式钢/钢活塞 (头部/裙部锻造, 螺栓连接)
四冲程大型发动机, 高速发动机中速发动机 (300 ~ 1200r/min)	较低的转速 很高的爆发压力 中等至很大的缸径	组合式钢/铝活塞 (头部钢件与裙部铝件螺栓连接, 均锻造成型) 组合式钢/球铁 (GJS) 活塞 (头部锻造, 裙部球墨铸铁) 组合式钢/钢活塞 (头部/裙部锻造)
二冲程大型发动机, 慢速发动机 (约 80 ~ 300r/min)	较低至很低的转速 很高的爆发压力 较大的行程/缸径比 较大的弹性缸径	十字头曲柄连杆机构 (直行与密封分离) 活塞裙部与钢活塞头部及十字头刚性连接 十字头轴承及滑块 “支架”上的滑轨

① 共晶铝硅活塞合金。

4.2.3 活塞工作负荷

4.2.3.1 负荷及危险区域

活塞承受很高的机械负荷及热负荷。机械负荷由气体力、惯性力及切向分力负荷形成。分别由具有不同机理的三个部分构成。此外由于热膨胀使负荷得到叠加, 所有负荷作用于活塞裙部导致其弹性变形。最终负荷和力矩与活塞运动一起 (横向及倾斜运动) 起作用, 因为活塞在四行程循环期间至少要进行六次换向。此外活塞裙部、活塞环工作面以及活塞环与环槽之间的液力摩擦力也起到作用。在止点处存在混合摩擦过程 (特别是柴油发动机的“活塞环逆转范围”中的“楔磨损”)。

热负荷来自于燃气对燃烧室的冲刷。燃烧室热流通过活塞造成不均匀的温度分布 (温度场), 引起热应力。高热负荷范围, 包括活塞顶、火力岸、第一道环槽及活塞销座部分会达到临界温度。

图 4.2-1 (上) 中重点标出了活塞一些高负荷区域。经典的带防胀钢片的活塞在很传统汽油发动机中一直应用。对于柴油发动机高负荷区普遍是在活塞顶面, 直喷发动机在活塞顶燃烧室凹腔的边缘 (图 4.2-1 下) 上存在一个特别危险的区域。凹腔边缘的问题当然还与基于“沿缸壁的混合气形成”这个问题在第一代直喷汽油发动机中得到实践与验证。同样具有小边缘半径的活塞及相对深的凹腔一般都要

进行技术处理以防止其开裂。

在气体力的作用下，活塞支承在活塞销上。此时特别是在销孔上方的销座上出现巨大的径向压力，加之销孔温度导致材料性能的下降（至 240°C 或更高），可以导致活塞销孔开裂。设计气体最大爆发压力由活塞销座支承的形状来决定。在汽油发动机活塞上带很深卸载槽的活塞销座支承结构被类似于柴油活塞的梯形销座支承结构取代。高负荷柴油发动机上采用由梯形销座支承结构。如果还不行的话，可在销孔中压入活塞销衬套以提高销孔的许用负荷。

由于销座支承结构到活塞顶过渡范围内需要精心地塑造过渡圆弧以降低该处的应力，同时在活塞顶内侧的高温（ $260 \sim 280^{\circ}\text{C}$ ）会造成该处强度降低。

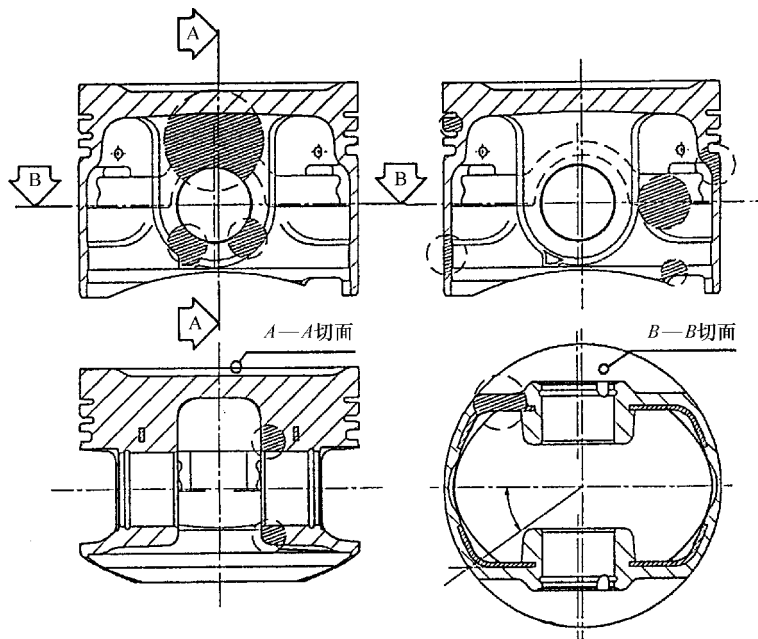


图 4.2-1 活塞上的高负荷区域（示例显示的是传统汽油发动机经过技术优化带防胀钢片的活塞）（上）；乘用车直喷柴油发动机的具有避阀坑的燃烧室边缘（下）（施密特活塞有限公司资料）

惯性力对销孔下部造成负荷，活塞销中心高度以上的截面既承受拉力又承受弯曲负荷，活塞内腔拱顶仅承受弯曲负荷。考虑到负荷与转速是平方的关系，所以

销孔壁厚应相应地减小。在高转速汽油发动机上个别会出现惯性力造成的活塞损害。而柴油发动机则没有这个风险。

活塞顶本身尽管有很高的热应力及机械负荷,对于传统的汽油发动机(进气管喷射式)活塞来说未显示出实际的设计难题,具有深的气门避阀凹坑的活塞除外。在此有时甚至可以看到具有减轻质量的潜力。对于第一代直喷发动机活塞结构的改变在前面已经说明了。

用于预燃室及涡流室柴油发动机的活塞,目前几乎不再具有实际的意义,由于活塞顶裂纹的损害会产生热疲劳/低周疲劳(TMF/LCF,“thermo-mechanical/low cycle fatigue”),需要采取特殊的措施。由于越来越高的排放要求,直喷发动机的活塞顶凹坑应致力于进行几何形状方面持续的改进。对于通常具有气门避阀凹坑形状的活塞,特别危险的是燃烧室边缘(TMF/LCF),同样在前面已经指出过。活塞燃烧室凹坑在气体力作用下出现近似“围绕活塞销弯曲”的现象。这一变形在凹坑边缘沿活塞销轴向方向产生拉应力,以及在推力侧及反推力侧产生压应力。较高的负荷会在避阀坑与燃烧凹坑边缘产生很高的应力,与热负荷交变在一起(例如全负荷到零负荷的变化)会导致裂纹形成。

为了缩小有害容积,低的火力岸高度趋势虽然为汽油发动机降低HC排放做出贡献,却提高了第一道环槽的温度,因此要采取特殊的措施[阳极氧化处理(硬阳极氧化)、涂层、高含镍量合金堆焊]提高第一道环槽的耐磨性。柴油发动机主要排放物为微粒排放(非气体形状的排放),因此火力岸高度及间隙的设定要考虑到温度上升、机油耗、燃油耗、废气排放、机油积炭以及磨损(气缸抛光)等多种复杂的因素。特别是高镍铸铁活塞环槽镶圈(“Headland Ring”)的活塞还要考虑镶圈与活塞本体的结合强度问题。活塞环岸断裂的(第一道环岸几乎直接承受燃烧室的压力)问题一再出现。对于汽油发动机而言,压缩高度最小化与活塞可靠性的要求相矛盾。与此同时,期望的大环槽底径与降低死区容积(HC排放)产生目标冲突。

活塞裙部具有许多不同的关键区域。因为,首先是油环槽结构很弱。必须保持现有的最小壁厚。此外排油孔(大多在内侧)可能也是裂纹的起点。若没有精心地设计裙部与顶部的圆弧过渡,也会造成裂纹。

高负荷区域也包括活塞裙部——主要取决于活塞的几何形状,特别是活塞燃烧室凹坑等。如果使用防胀钢片,为了解决结构强度的问题,钢片的支承部位通过活塞裙部的中间位置。总的来说“活塞负荷”的话题在此不再更深入地进行探讨。详细的信息建议参阅活塞制造商的技术手册^[C31,C32等]。

4.2.3.2 曲柄连杆机构受力分析

气体力通过活塞顶传递到曲柄机构上。曲柄机构的单个组成部分按照其重心的加速度抵制相应惯性力。驱动系统力借助其矢量分解及局部相加由图4.2-2推导出来。

- 活塞力

$$F_K = F_{Gas} - F_{mosz} \quad (4-62)$$

式中, F_{Gas} 是在活塞表面上起作用的气体力; F_{mosz} 是总旋转惯性力 (公式 4-4)。摩擦力可以不考虑。

- 连杆力

$$F_{Pl} = \frac{F_K}{\cos\psi} \quad (4-63)$$

式中, F_K 是前面定义的活塞力; ψ 是连杆回转角。

- 活塞侧向力

$$F_{KN} = F_K \tan\psi \quad (4-64)$$

以及

$$F_{KN} \approx F_K \lambda_{Pl} \sin\varphi \quad (4-65)$$

式中, F_K 是活塞力; λ_{Pl} 是连杆比; ψ 是连杆回转角; φ 是曲柄转角。

- 切向力

$$F_t = F_{Pl} \sin(\varphi + \psi) = F_K \frac{\sin(\varphi + \psi)}{\cos\psi} \quad (4-66)$$

这一公式以及下一公式的单一数值在前面已经进行了描述, 在此不必重复叙述。切向力垂直于曲柄半径 (曲拐), 并由此确定发动机的转矩。曲拐方向显示

- 径向力

$$F_{rad} = F_{Pl} \cos(\varphi + \psi) = F_K \frac{\cos(\varphi + \psi)}{\cos\psi} \quad (4-67)$$

- 转矩

$$M = F_t r = F_{Pl} r \sin(\varphi + \psi) \quad (4-68)$$

式中, M 是在一个曲拐上与曲柄半径 r 产生的转矩。引起具有在气缸体上的相对符号同值的反力矩。

- 反力矩

$$M = -F_t r = -F_{Pl} r \sin(\varphi + \psi) \quad (4-69)$$

反力矩也可以在活塞现时的位置上, 即曲轴轴线与活塞销轴线之间的间距 h , 引证:

$$M = -F_{KN} h = -F_{Pl} r \sin(\varphi + \psi) \quad (4-70)$$

除了考虑到在曲轴上可供支配的有效转矩的所有损失之外, 它在发动机悬置上的反应也必须支撑, 感兴趣的还有传动力的内部反应。这些可以理解为连杆轴承以及曲轴主轴承中的支撑力。取决于曲柄转角的曲线对于轴承计算应是已知的。在连杆轴颈以及主轴颈上作用的力通过矢量加法求得在这一点上单个作用的力。

- 连杆轴承负荷

$$\vec{F}_{PlL} = \vec{F}_{Pl} + \vec{F}_{mPlrot} \quad (4-71)$$

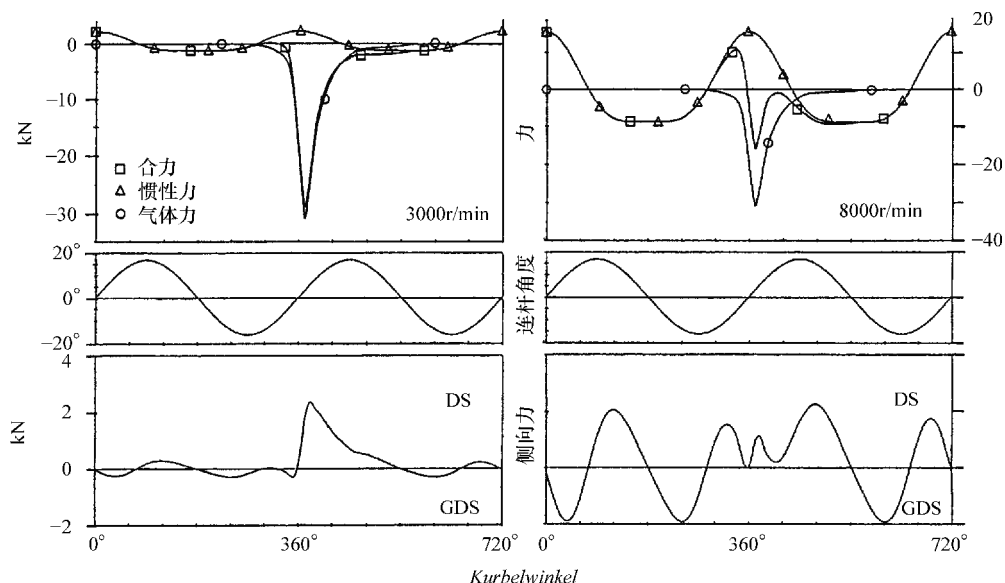


图 4.2-3 摩托车发动机（四冲程汽油发动机）活塞的气体力、惯性力、活塞力及侧向力曲线；最大爆发压力 80bar（1bar=0.1MPa），转速 3000r/min 及 8000r/min
（曲柄机构参数根据宝马 K1 型摩托车）

之下由惯性力决定的分力在高转速时超过了气体爆发决定的分力。应注意的是每个工作循环接触变换（负荷变换）的次数。总的来说是显而易见的，为什么高转速时总是出现裙部负荷的问题。

4.2.3.3 活塞行程、速度及加速度

活塞行程由曲柄机构运动学来决定。最简单的情况是没有活塞中心偏移量，曲柄机构不受限制的活塞行程（图 4.2-4 左）。由哪些基准点出发测量活塞行程，实际上是随意的。通常都是由曲轴轴线出发。活塞销轴线的行程坐标 x 应符合公式（4-75）中的间距 h 。代入公式（4-47）及连杆比可以进行以下换算：

$$x_K = r \left(\cos\varphi + \frac{1}{\lambda_{pl}} \sqrt{1 - \lambda_{pl}^2 \sin^2\varphi} \right) \quad (4-76)$$

当然这通常仅适用于近似的方式，因为活塞销是偏移的。汽油发动机活塞很少向推力侧偏移。当然偏移量也不小。通常为 0.4 ~ 1.0mm。因此，在应用公式（4-76）时的误差大多可以忽略。

例外的情况出现在 V 形发动机上。气门升程及气门布置不断对活塞避阀坑提出高要求。其位置及尺寸或者偏心的燃烧室对于“左”及“右”两列活塞具有相同的意义。但是由于考虑成本及通用性应避免出现左右两列活塞偏心不一致的情况（图 4.2-5）。不对称的“活塞顶”允许在二列上进行安装。如果由于活塞顶结构原因不能互换，活塞为适应其偏心量通常旋转 180° 安装。

推力侧（DS）为缸孔中活塞在燃烧行程向下运动时支承的一端。活塞中心线

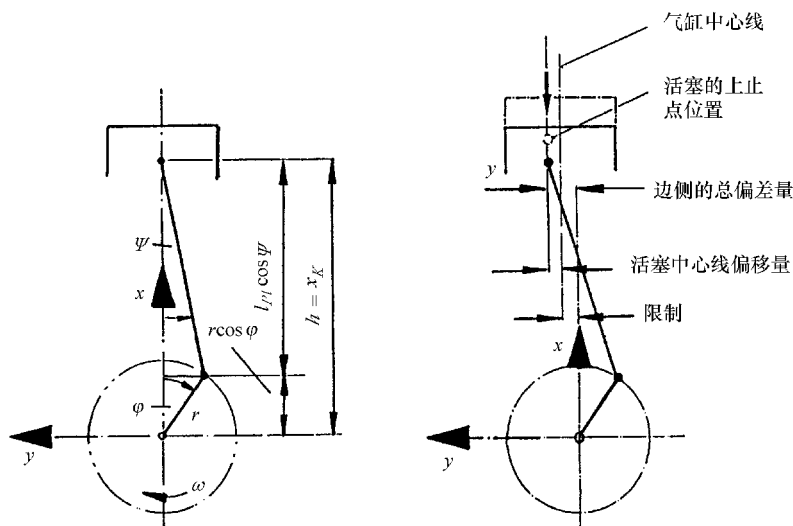


图 4.2-4 曲柄机构无（左）或有活塞中心线偏移量的比例及限制（右）

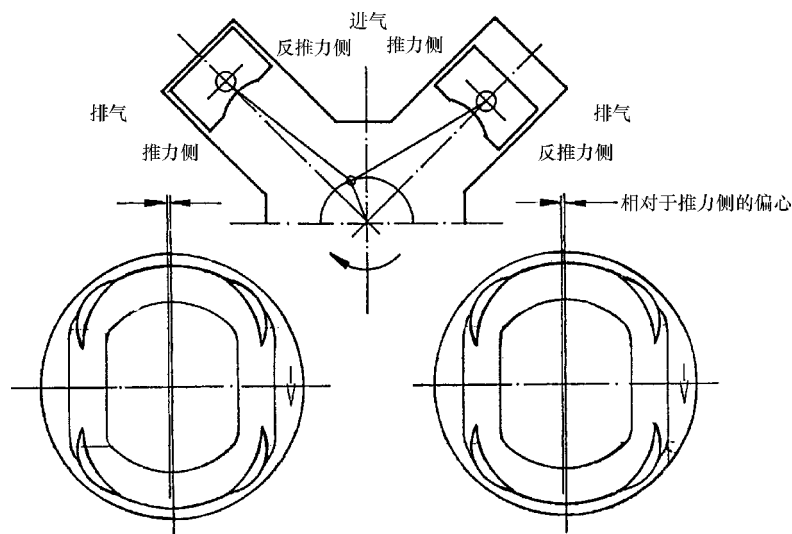


图 4.2-5 活塞中心线偏移量及 V 形发动机；左右两组气缸使用相同的活塞对于活塞顶提出特殊的对称要求：对称布置的燃烧室（对称的活塞顶形状）和气门凹座（如果需要的话），气门凹座直径应根据进气门确定（较大的直径）

偏移量的目的为“噪声偏移”。由此达到活塞在点火上止点前的向上运动期间由于增加的气缸压力头部向反推力侧（GDS）倾斜。在倾斜状态当由反推力侧到推力侧接触点变换时裙底首先出现在气缸壁推力端。借助于裙底合适的造型及相应的供油量可以由液力阻尼抵消部分冲击。典型的活塞裙部噪声也称为“金属敲击声”（主要出现在冷间隙时），由此可减小直至排除。较大的偏移量当然允许接触点变换之前火力岸反推力端的冲击，此时限制头部间隙参数。

术语“振颤”已被吸收到标识噪声用的专业用语中。偏心量需要精心地确定。柴油发动机用活塞可以使用反推力侧偏心或“热偏心”。接近反推力侧点火止点并在推力侧开启较大的间隙时，这一间隙对密封造成负面影响并可造成积炭，火力岸的倾斜应受到相对偏心的限制。

除了偏心量还有气缸布置，仅借助于有限的曲柄机构就可以实现。例如具有很小V形夹角的V形直列发动机就是这种情况，使用单独的气缸盖可以实现紧凑的结构^[C33]。空间比例迫使气缸轴线不再与曲轴纵轴线相交，如同通常的V形发动机一样。这一平面上的切点向左侧及右侧偏移。因此在推力侧及其他反推力侧对气缸组进行限制（图4.2-6）。

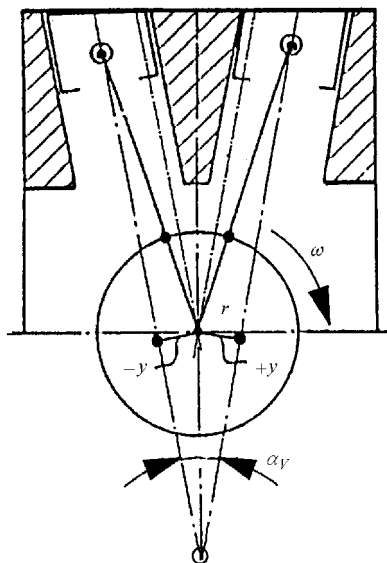


图 4.2-6 VR 发动机曲柄机构的限制
(符号定义按大众 VR 发动机^[C33])

如由图 4.2-4 得出结论，公式 (4-76) 在普遍情况下扩大侧面的偏移。代入由连杆长度涉及的偏心 $e = \pm y/l$ 得出活塞行程坐标：

$$x_K = r \left(\cos\varphi + \frac{1}{\lambda_{Pl}} \sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \sin\varphi + e)^2} \right) \quad (4-77)$$

活塞速度 $\dot{x}_K$ 和活塞加速度 $\ddot{x}_K$ 根据时间通过一次以及两次推导进行计算，并考虑到曲柄转角应和转速成比例的 ($\phi = \omega t$)^[C30]：

$$\dot{x}_K = -r\omega \left[\sin\varphi + \frac{\cos\varphi (\lambda_{Pl} \sin\varphi + e)}{\sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \sin\varphi + e)^2}} \right] \quad (4-78)$$

$$\begin{aligned} \ddot{x}_K = & -r\omega^2 \left[\cos\varphi + \frac{\lambda_{Pl} \cos^2\varphi (\lambda_{Pl} \sin\varphi + e)}{\sqrt{[1 - (\lambda_{Pl} \sin\varphi + e)^2]^3}} + \frac{\lambda_{Pl} \cos^2\varphi - \sin\varphi (\lambda_{Pl} \sin\varphi + e)^2}{\sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \sin\varphi + e)^2}} \right] \\ & - r\dot{\omega} \left(\sin\varphi + \frac{\cos\varphi (\lambda_{Pl} \sin\varphi + e)}{\sqrt{1 - (\lambda_{Pl} \sin\varphi + e)^2}} \right) \end{aligned} \quad (4-79)$$

将公式 (4-79) 用于大多数的计算是不值得的。活塞行程、速度及加速度可以作为循环的方程运用傅里叶分析。用于恒定转速时的活塞加速度 ($\omega = 0$) 适用：

$$\ddot{x}_K = -r\omega^2 (\cos\varphi + A_1 \sin\varphi + A_2 \cos 2\varphi + A_3 \sin 3\varphi + A_4 \cos 4\varphi + \dots) \quad (4-80)$$

如果没有限制并且活塞偏移量足够小，序列的正弦部分可以忽略不计。常数 A_i 仅为连杆比 λ_{Pl} 的幂级数：

$$A_2 = \lambda_{Pl} + \frac{\lambda_{Pl}^3}{4} + \lambda_{Pl}^5 \frac{15}{128} + \dots, \quad A_4 = -\frac{\lambda_{Pl}^3}{4} - \lambda_{Pl}^5 \frac{3}{16} - \dots$$

此外可以以小于1%的误差使用近似公式：

$$\ddot{x}_K = -r\omega^2(\cos\varphi + \lambda_{Pl}\cos 2\varphi) \quad (4-81)$$

偏移的以及/或者限制的驱动机构具有非对称的活塞行程曲线。如由图4.2-7推导得出，上止点以及下止点在过程位置和顶端位置中设定。活塞行程 s^* 大于无限制的驱动系统的活塞行程 $s = 2r$ ：

$$s^* = x_{OT} - x_{UT} = \frac{r}{\lambda_{Pl}} \left(\sqrt{(1 + \lambda_{Pl})^2 - e^2} - \sqrt{(1 - \lambda_{Pl})^2 - e^2} \right) \quad (4-82)$$

曲柄角度大范围内由不偏移的或限制的驱动机构的上止点下止点位置计算。止点在以下角度中达到：

$$\begin{aligned} \varphi_{OT} &= \arcsin \frac{y}{l_{Pl} + r} = \arcsin \frac{e}{1 + \lambda_{Pl}} \\ \varphi_{UT} &= \arcsin \frac{y}{l_{Pl} - r} + \pi = \arcsin \frac{e}{1 - \lambda_{Pl}} + \pi \end{aligned} \quad (4-83)$$

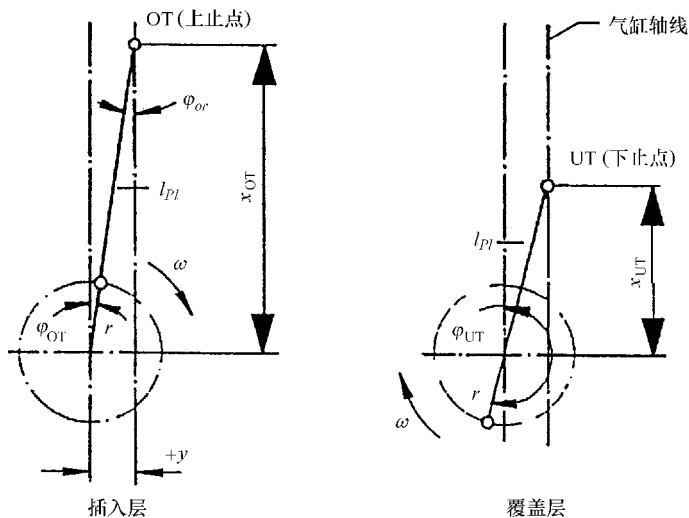


图 4.2-7 交叉式曲柄机构的止点

按照大众公司的定义，为了满足这一要求，必须在公式(4-77)~式(4-79)中用 $+e$ 替代 $-e$ ，可以理解为在正偏心以及/或者交叉下向反推力侧的偏移，以及在负偏心以及/或者交叉下向推力侧的偏移。下止点上面的第一种情况下理解为大于 180° ，在后一种情况下理解为小于 180° 。因为上止点处于按定义的上止点位置之外，在交叉的驱动机构上不需要附加的偏心。

由图4.2-8中明显可见，VR发动机具有两个相对交叉的气缸体，具有不同的活塞侧向力负荷，在按大众公司定义的负偏心系列上约比不偏心的驱动机构高60%。这就对活塞设计提出了更高的要求，以便预防出现不允许的较大的活塞裙部变形。

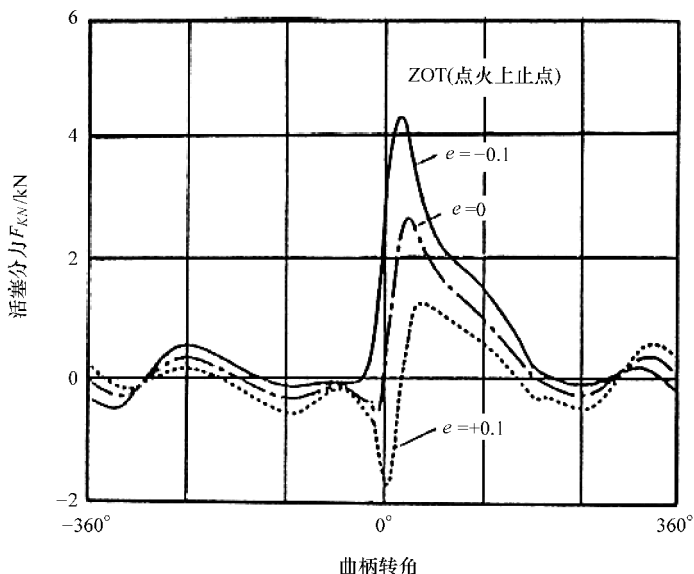


图 4.2-8 在不同交叉下的活塞侧向力曲线 (按 [C33]), 汽油发动机: 爆发压力 60bar, $n = 3\,000\text{r/min}$, $D_K = 81\text{mm}$, $s = 86\text{mm}$, $l_{Pl} = 164\text{mm}$, $m_{OSZ} = 0.5\text{kg}$

4.2.4 活塞常规计算

4.2.4.1 活塞类型及材料选用原则

在 4.2.2 章节最后的表 4.2.1 中给出了关于常用的活塞种类的一览, 但没有详细介绍活塞设计、其最终应用目的以及相关的应用限制。实际上这些都是活塞制造商的技术信息。因为技术手册 (例如 [C32, C34]) 虽然耗费巨大地进行了编制, 这些参数按经验仅在很长的时间段中进行更新。因此应主要关注现实活塞制造商的大量技术文献。尽管如此, 本书新版还是很难与技术进步共进, 所以仅显示部分最新的活塞技术的图片 [C35 - C39]。

4.2.4.1.1 乘用车汽油发动机用活塞

汽油发动机在过去是以气缸体 (发动机缸体) 的设计方案及气缸材料对于确定活塞的种类具有基本意义。两个因素合在一起确定缸孔的热膨胀特性。不用进一步讨论设计细节, 就已经一目了然, 具有热膨胀系数 $\alpha_{GIL} = 9(11) \times 10^{-6}\text{K}^{-1}$ 的灰铸铁气缸与由具有 $\alpha_{AlSi12} = 21 \times 10^{-6}\text{K}^{-1}$ 的 AlSi 活塞合金制成的活塞相比, 采用部分补偿热膨胀的措施是必要的, 应避免不论是在额定直径范围 (安装间隙), 还是略微弹性的裙部与头部过渡区域 (活塞下行) 以及裙部周边产生不利的较大的冷间隙, 这就是使用防胀钢片活塞的依据。

由于防胀钢片活塞具有的历史意义, 尽管当时几乎没起到什么作用, 下面还将详细进行介绍。至今最有效的原理是以双金属效应为基础的。在活塞中浇铸两个相

互对称的弯曲的钢带，在裙部中间范围进行支撑，安置在裙部及腔部范围内并用弓形的支架固定在销孔周围的销座的支撑区域中。铝合金在钢调节组件上固化时收缩，取决于振动及双倍大的热膨胀系数，即由铝在其外侧抱紧。当铝铸件受热膨胀时部分减少压应力。按双金属效应允许逆向变形（弯曲加强，此后调节组件在冷却后首先“延伸”）。

考虑到前面的介绍，在活塞裙部中裙部中间左右两个反向的弯曲力矩起作用（图 4.2-9，上原理图）。裙部直径在推力侧方向/反推力侧方向缩小并且热变形转向销轴方向，与椭圆形的形状联系在一起相比来说不存在问题。

相对于在以前单金属活塞仅用于由过共晶 AlSi 合金或者由略微高级的 AlSi 合金制的无铸铁气缸，例如：用 Ni-SiC 涂层是正确的解决方案。过共晶缸体需要铁涂层的活塞，在这一关联中没有意义，但是与其相关的值得一提的是增加成本。

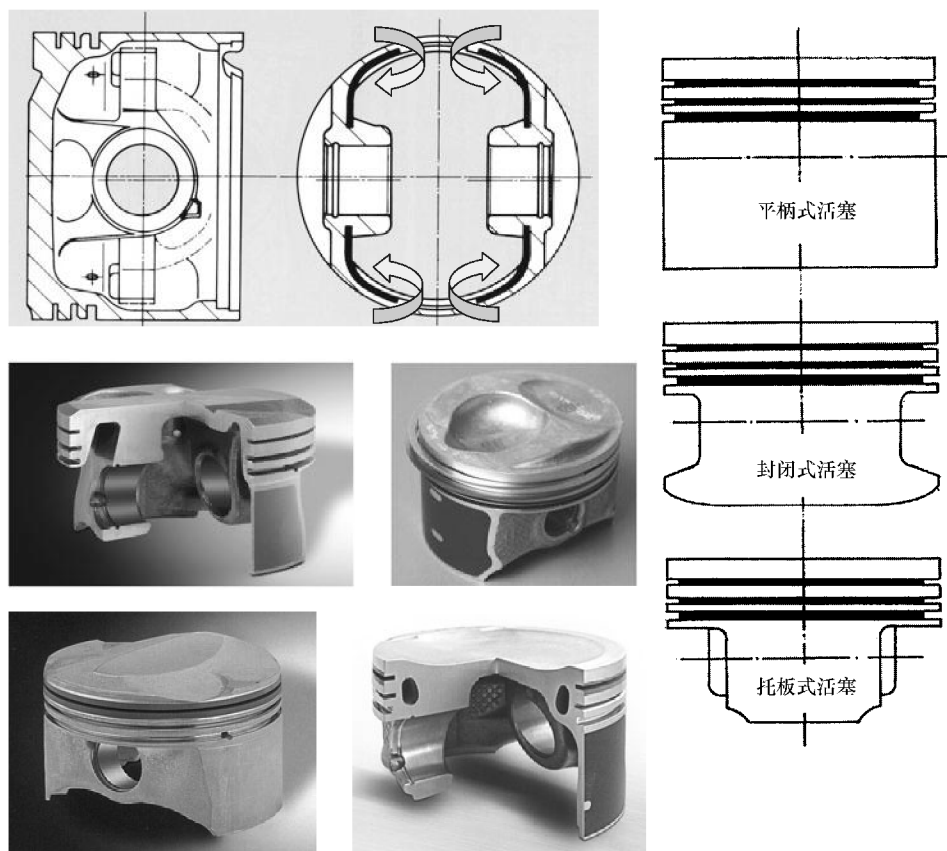


图 4.2-9 在按此原理起作用的调节活塞上的双金属效应的意义（上）；活塞设计的原则区别，在此根据活塞裙部的形式（右）；现代的单金属轻型活塞（LiteKS®形式）（中左）；直喷汽油发动机活塞（第1代及第2代，缸壁/气道混合气形成）（中中及下左）；增压汽油发动机用冷却槽活塞（下中）（插图取自施密特活塞公司技术资料中的活塞示例）

设计爆发压力要通过比功率进行校正。在上裙部范围具有较紧凑形式的且与其相关的弹性裙部的在油环槽带隔热槽式的活塞已成为过去。中断的热流及非常受限的气体负荷降低了这种结构形式最后在低热负荷的发动机上的应用可能性。这在欧洲已经很长时间不再起作用了。随着 4 气门发动机越来越高的比功率增长需求, 由于热负荷提高, 期待尽可能好的调节作用, 如同防胀活塞提供的一样 (按活塞制造商的产品名称为“自热活塞”)。不断增长的还有单体金属活塞作为轻型的 (取消防胀钢片) 及成本低廉的代用方案也总在应用。具有优化刚性分布及均匀的压力分布的活塞裙部的单体金属活塞可以实现非常紧凑的结构。此外共晶 Al-Si 活塞合金的高耐变形性也越来越具有意义。过共晶活塞合金由其较有利的摩擦特性几乎不再具有实际的意义。

与重力金属型铸造的活塞相反, 高功率汽油发动机需要液锻活塞。这种形式由经验决定仅可作为单体金属活塞来制造。冷却油道仅可以通过加工技术方法利用电子束焊接补充封闭来实现。当在 20 世纪 80 年代, 对于比功率高于 60kW/L 的活塞, 锻造方式制造的活塞还作为强制要求, 而当今在量产发动机上, 由主流的观点来看, 对于铸造活塞不再设置明显的上限。仅是除了铸造技术的进步外, 如何限制最高活塞温度是另一个主要的问题。考虑到柴油机, 如冷却油道及汽油发动机上的采用环槽镶圈的设计准则上是在变化的 (图 4.2.9 中下)。因此在未来的汽油发动机上根据降低油耗所进行的“轻量化”对于使用铸造活塞又开辟了新的路径。

在图 4.2.9 的右边明显显示了常规的活塞设计。带或略微带有在销座周围范围拉伸裙部的短裙活塞在柴油发动机上应用还具有意义。常用的形式是在销座范围具有很大拉延裙部的“盒式活塞”。这一特征对减小活塞质量特别有利。在通过销孔水平截面显示出盒形截面, 这就是其名称的来源。盒壁的流向是倾斜的或是拱形的 (取决于水平界面)。为此可获得周边有利的刚性分布。盒子以下的进一步的“减肥”导致与裙部缩短及裙部周围缩小的结构方式, 作为“平底”活塞的标志。用于降低体积的其他附加措施取决于发动机实际的应用情况。

“平底”活塞在追求轻量化的设计时需减小小活塞裙部的导向长度。如果量产发动机所有要求都应满足的话, 由于噪声以及排放的原因是非常困难的。由于不一致的专业术语, “平底”活塞有时也标识为盒式活塞。

图 4.2-9 中左侧显示了汽油发动机用现代轻型活塞。除了质量及刚性优化的壁厚以及相应的内外形状外, 还通过不对称的裙部、降低的顶部压力通过倾斜设计的盒壁 (在环区范围附加节省体积), 梯形销座及短活塞销以及优化的噪声特性显得更为突出。此外还显示了汽油直喷发动机用活塞的图片。缸内混合气形成用的顶凹坑导致活塞质量提高 10%, 并且对头部负荷产生不利影响。在第 2 代中即加强的进气管混合气形成的过渡 (在整个特性区转换为传统定量工作方式), 活塞的头部负荷又下降了。

4.2.4.1.2 乘用车柴油发动机用活塞

在乘用车柴油发动机方面，直喷（DI）发动机完全取代了间接喷射的（IDI）发动机，后者至20世纪90年代初仅作为预燃室及涡流室发动机控制着这一领域。在乘用车柴油发动机上比功率也是一个起决定性作用的准则，热负荷以活塞顶（活塞凹坑边缘）、环槽及轴套温度的形式确定了活塞的结构形式。爆发压力与比功率一起协同作用，其200bar的数值接近于铝合金活塞的极限。

图4.2-10（上）可见当代乘用车柴油机活塞的结构特征（ ω 形燃烧室凹坑、环槽镶圈、冷却油道及梯形连杆用的梯形衬套^[C40]）。在图4.2-10（下左）中显示了按照可靠达到的比功率的不同活塞设计方案的功率极限。为了控制在第一个环槽上的环槽磨损，强制使用高镍奥氏体铸铁环槽耐磨镶圈。随着比功率的提高，总是需强制使用耐高温合金。自比功率40kW/L起，那种当活塞运行到下止点位置时通过安装在缸体上的固定喷嘴进行喷油冷却已不够用，因此采用需要不同形式的冷却油道活塞，同时中冷也为降低热负荷发挥作用。

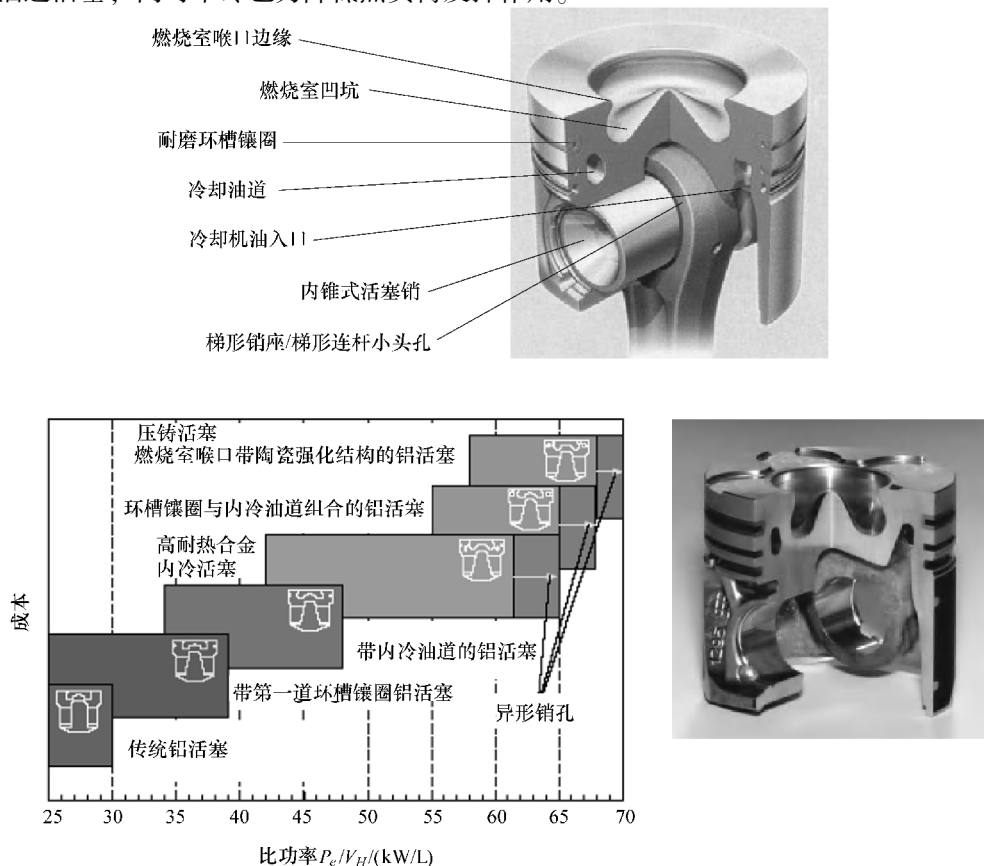


图4.2-10 当代乘用车柴油机活塞结构特征（见 [C40]）（上）乘用车直喷柴油发动机用不同活塞方案的比功率极限（下左）；奥迪2.5L V6TDI用活塞示例（下右）（引自施密特活塞公司资料）

总的来讲，直喷发动机应用单金属活塞。因此在乘用车柴油机活塞上采用双金属防胀活塞也不再起作用。为此在高机械负荷及热负荷的活塞上也取消了防胀片，与此相关的是降低了结构强度风险。

图 4.2-11（上）显示了现代乘用车柴油发动机的快速发展。图 4.2-11（下）显示了在发动机升功率、升转矩、爆发压力等参数对活塞温度的影响。

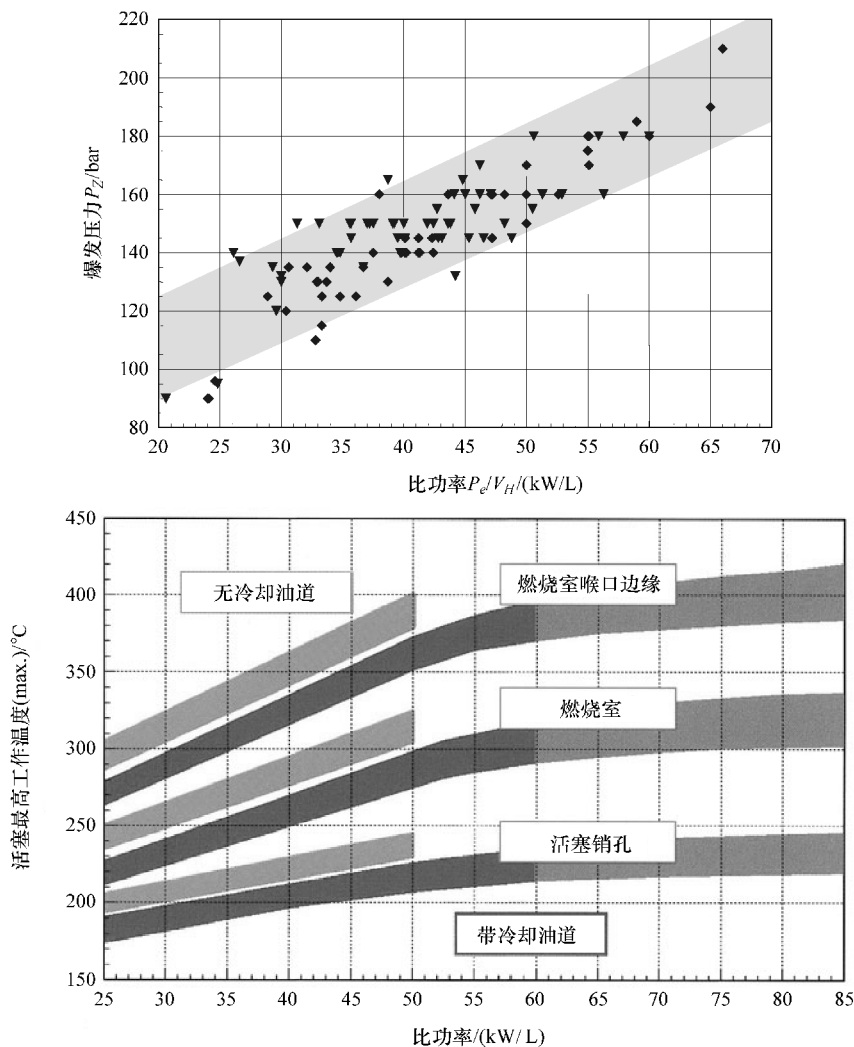


图 4.2-11 乘用车柴油发动机爆发压力与比功率之间的相互关系（上）（引自 KS 活塞公司资料）；取决于比功率的带或不带冷却油道的活塞温度（见 [C36]）（下）

4.2.4.1.3 商用车柴油发动机用活塞

对于商用车直喷（DI）柴油发动机用活塞，通常有许多使用准则，以便确定

不同活塞种类的应用极限：平均有效压力、比功率、活塞表面功率及爆发压力^[C41]。在这些关联中应注意到活塞生产商的信息及最新技术报告。毋庸置疑，所说的数值或多或少都直接相互作用。此外按照应用领域在“中型”及“重型”之间的载荷谱应有区别（此概念不应与美国排放法规的要求混淆）。

仅对于“轻型”商用车，由于已经提及的原因，以前也考虑使用双金属带防胀钢片活塞。如同在乘用车柴油发动机上一样，在商用车领域随着不断增长的负荷，由喷射到内腔机油冷却活塞到冷却油道活塞的过渡通过使用中冷来实现。上端覆盖直至锻钢头部铝制裙部的铰接活塞。同时还出现一种替代方案，即在燃烧室凹坑边缘范围用陶瓷纤维强化（也称为“Squeeze - Casting”）方法制成的铝活塞。由于当时铰接活塞优点明显而使商用车发动机制造商不愿意使用这一活塞方案。在继续提高的爆发压力的前提下，这一活塞主要用于乘用车柴油发动机，但是对大批量生产价格还是比较昂贵。

由于 210bar 以及更高的爆发压力，在商用车发动机上钢制活塞（例如 [C38]）越来越显得重要（图 4.2-12）。相对于钢铝组合式的铰接活塞的优点，可承受较高的爆发压力负荷（由于结构的刚性较低、销孔的负荷大以及零件应力大），较低的穴蚀倾向（活塞裙上二次运动的支撑刚度强），较低的摩擦功率（活塞及气缸侧相同的热膨胀系数降低了冷热间隙差），较低压缩高度及发动机降低高度的潜力以及由此带来的轻量化。与铝相比，钢较差的导热能力使活塞温度水平明显提高。温度超限会造钢活塞表面氧化皮的生成，在使用微合金钢时产生氧化皮的温度约为 450℃，调质钢约 500℃，在长期运转中氧化皮会导致裂纹的形成。

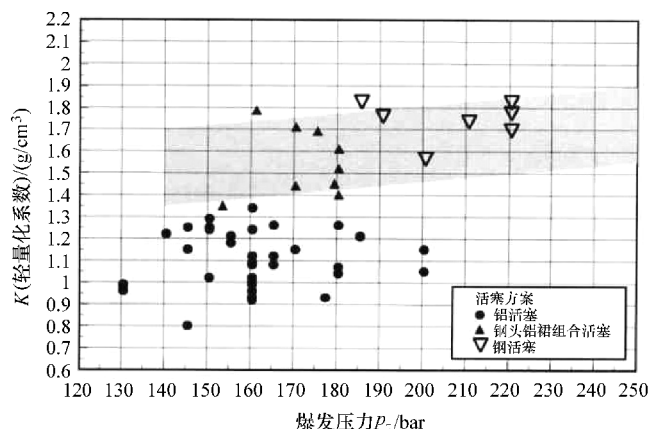


图 4.2-12 不同的商用车活塞方案的活塞质量 K 系数（定义见 3.3.4 节）
（左）；钢制内冷油道活塞的示例（右）（引自 KS 活塞公司资料）

商用车与乘用车柴油机活塞不同的是具有比较大的凹坑直径以及较小的避阀凹坑。其原因是由于乘用车柴油机燃烧室空间很紧凑，局部混合气形成及燃烧必须

依赖很强涡流的换气过程实现。

4.2.4.1.4 工业用途大缸径柴油机活塞

商用车柴油机活塞直径范围最大至 160mm。具有大直径的活塞规划为“大活塞”的概念。如同在表 4.2-1 中显示的，随着直径的增长，虽然转速水平下降，但爆发压力负荷提高。在 4 冲程发动机上可以考虑相应的“组装式”活塞。活塞上部此时与活塞下部由合适的不同的材料用高强度螺栓连接。将两个用于最高负荷的部件由锻钢制成^[C39]（图 4.2-13）。

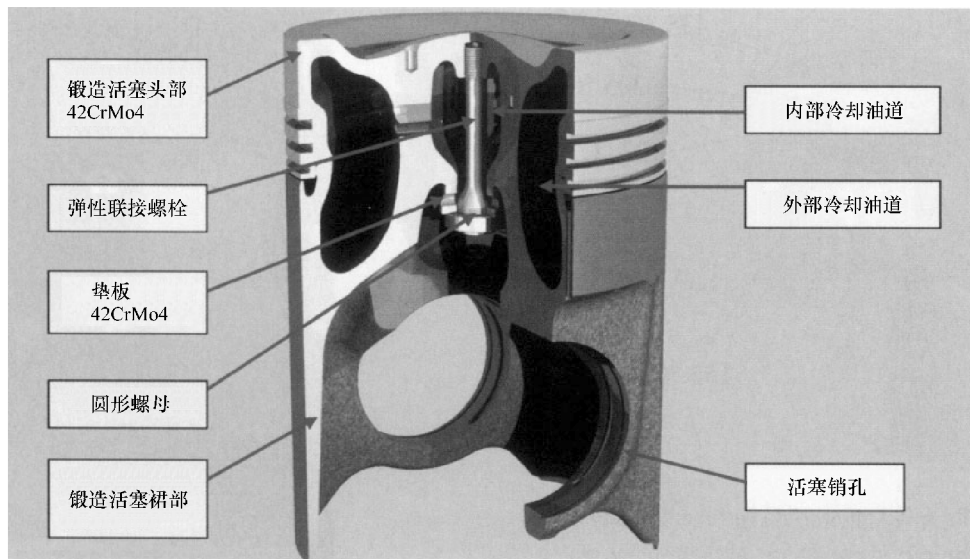


图 4.2-13 组合式大活塞，由调质钢制的活塞上部，由 AFP 钢制的活塞下部，两件均为锻造（马勒 Ferrocomp[®]根据文献 [C39]）

4.2.4.2 活塞销计算

活塞销由低合金渗碳、渗氮或调质钢制成。具有不同的制造方法：

- 活塞销由冷拔钢管制成。
- 活塞销由冷拔钢管制成并进行内部加工。
- 由剥皮的棒料制成的，用深孔钻加工的活塞销。
- 冷挤压活塞销。

质量水平与上面的工艺技术顺序相反。重要的是材料应无夹渣缺陷并且内外边缘区都应淬火（降低边缘区压应力及工作中产生的拉应力）。

当前常用的按 Schlaefke 的基本计算方法对活塞销进行计算^[C42]。这适用于直径小于 160mm 的活塞，为了与“大活塞”区分，使用“小活塞”的标识，特别是用于汽油发动机的活塞。根据大量现有发动机内外试验研究的经验推导出活塞销及活塞销孔的极限负荷，在与由 [C42] 得出的计算结果进行比较时，用简单的辅助

工具进行的结构强度的计算允许有微小的差异。简易计算的应力、变形及应力值与实际出入很大，必须采用相应的复杂系数进行修订才能与实际相符。按设计经验，昂贵的3D-FEM计算仅在大活塞设计时使用，这是因为该类型发动机部件及相关验证试验费用很贵以及受到耐久试验的限制对工作安全性及寿命实际要求很高，故在大型发动机开发中必须进行详细、全面的计算优化。在汽油发动机以及乘用车及商用车发动机用的活塞上强制在液压脉冲试验台上进行试验。高负荷活塞，特别是柴油机活塞用3D-FEM计算对解决问题进行支持的需求不断地增长。当今汽油发动机活塞由于成本的原因以及由于活塞生产商特殊情况，3D-FEM计算在开发项目时的应用受到一定限制。

4.2.4.2.1 活塞销安装方式

活塞销全浮动式安装，不论是在连杆小孔还是在销轴中都可自由旋转（图4.2-14）。活塞销的轴向定位依靠在外轴套的范围的卡环（圆钢丝涨圈的形式）。在摩擦力矩的交变循环下，活塞销围绕活塞销孔轴线旋转，以便在主负荷区进行摆动及转动的交换并形成持续的润滑油膜。浮动的活塞销及与之相配合的销孔应具备在高面压下的抗咬合及耐磨能力。在所有柴油机活塞上及几乎所有欧洲汽油机活塞上几乎都采用浮动式的活塞销安装方式。销孔面压的限制是为了防止销孔上方边缘区域产生裂纹及销孔与销产生咬合故障。

在汽油发动机上有一代产品即所谓的过盈装配连杆形式（图4.2-14）。此时活塞销由于过盈产生收缩力从而固定在连杆小头孔中。为此取消了连杆衬套及卡环。连杆在销孔中在运动摆角范围内摆动。因这样运动不利于活塞销孔及销的润滑，故必须降低该处的许用面压并必须为改善润滑油供应采取附加设计措施。加长活塞销或扩大直径都可以降低面压，但这样做活塞组的往复惯性质量有所增加。半浮动连杆在美国非常流行，对于不太高负荷的发动机来讲这是成本优惠的方案。

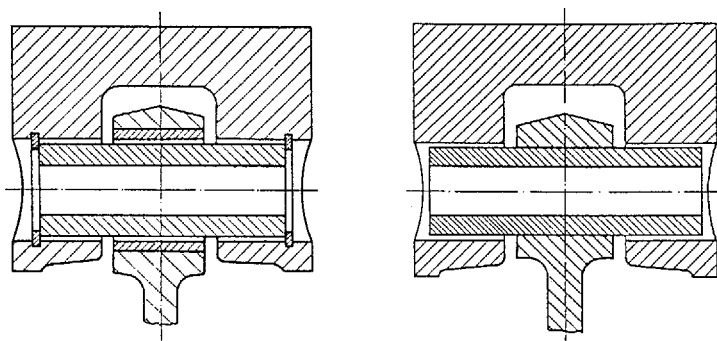


图4.2-14 活塞销支承种类（间隙未按实际尺寸描述）：

全浮动式活塞销和半浮动式活塞销^[C31]

4.2.4.2.2 计算简化模型^[C42]

正确设计的活塞销是保证活塞结构强度的基本前提。结构尺寸不能太小以致导致

活塞一侧的故障。图 4.2-15 显示了引自于 [C42] 的用于计算活塞销弯曲及椭圆变形的简单的模型。计算公式见 4.2.4.2.4 及 4.2.4.2.5 节。

活塞销计算说明见 [C43]。不是所有的结论都与当今的设计准则一致。关于汽油机活塞销座支撑必须是弹性的假设，鉴于当今 4 气门发动机的爆发压力与过去相比有很大的提高。与此相反的是，在所述应用情况中只有刚性的销座支撑（较小的后倾角）才适用于避免销孔间隙裂纹。通过特殊的形状可以使销孔适合销变形。降低边缘载荷的合适措施是具有一定长度锥形孔（小于 $1/100\text{mm}$ ），必要时附加椭圆截面（取决于直径 $50\mu\text{m}$ 椭圆）或可选用不同形式的销座截面用于承受销椭圆变形 [C44, C45]。后者降低气体力下的销座支撑与销孔的结合处接近于表面的范围（内腔上销座拱顶）的切向应力（拉应力），并由此提高销孔的许用负荷。

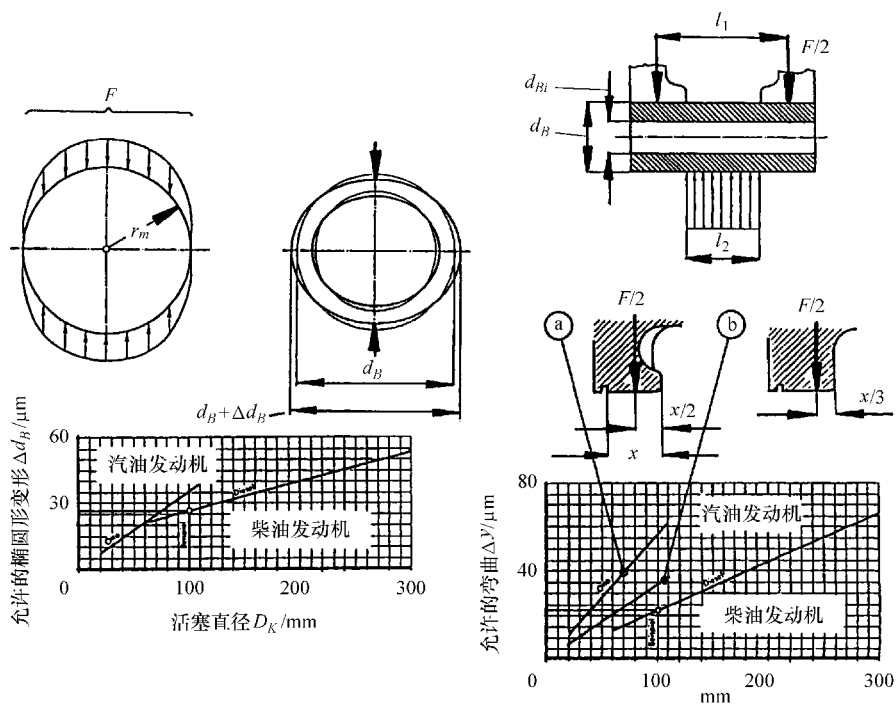


图 4.2-15 具有允许活塞销变形说明的用于计算活塞销弯曲及椭圆变形的简单模型 [C31]

仅在孔内按 [C46] 进行倒角不能降低边缘压力，反而甚至提高了。但是倒角同时被认为是有益的，因为可以降低在销座拱顶的应力。用 FEM 计算得到的结果在不考虑液力润滑膜时，而仅涉及表面压力条件下认为是可信的。[C47] 同样介绍了 FEM 计算结果，允许两个状态（有或无润滑膜）直接比较（见 4.2.6.4.1 节）。因此如有足够润滑膜的话，销孔内才出现最高的表面压力，并由外向内下降到零。实际润滑膜是如何设定的，有时可能会出现润滑缺少，都是可能的。

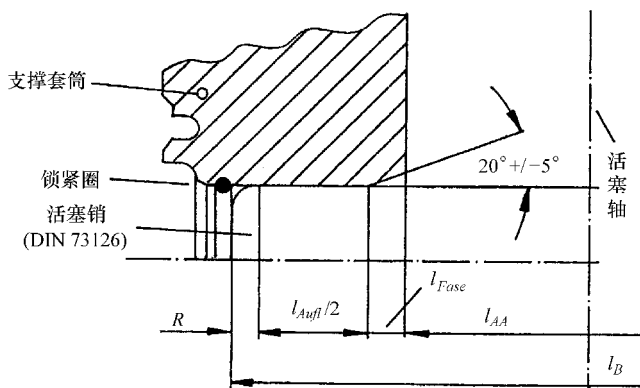
还需说明的是,汽油机活塞按 [C43] 及 [C31] 结构设计在销座支撑下许用弯曲变形按最新的观点可降低 50% ~ 60%。

4.2.4.2.3 活塞销表面压力

销支承力是由气体压力、惯性力及分力产生的。此外还有曲轴转角 ϕ 的作用。鉴于惯性力当然还应考虑到,仅允许使用“纯粹”活塞的质量 m_K 及活塞环的质量 m_{Ri} 。平均表面压力 $\bar{p}$ 的计算应依据上止点的状态:

$$\bar{p} = \frac{F_K^*}{d_B l_{Aufl}} = \frac{F_{Gas} - F_{mK}^*}{d_B l_{Aufl}} \quad (4-84)$$

式中, F_{mK}^* 是活塞无活塞销的惯性力; d_B 是活塞销的直径; l_{Aufl} 是销轴中实际的销孔配合的长度, 细节按图 4.2.16 中描绘的比例进行说明。活塞销孔圆角 R 通常同样如同销孔内倒角的公差一样忽视。这是由于浇铸的面积及不完全可避免的非对称性相当大。实际上如上所说明的具有一个“压力峰”状的压力分布。最大压力由中间向内移动。最大与最小表面压力的比例不是恒定的, 它取决于特定的情况 (考虑到变形的间隙形状, 见 4.2.6.4.1 节)。



涂层长度 $l_{Aufl} = l_B - l_{AA} - 2(l_{Fase} + R)$: R 通常可忽略。

图 4.2-16 活塞销孔与活塞销的配合长度 (简图未按比例)

针对高爆发压力及活塞轻量化的发展趋势, 活塞销及销孔的负荷始终在上限范围附近进行设计。在全浮动装配的活塞及活塞销上应推荐集中在表 4.2-2 及表 4.2-3 中描述的允许的表面压力。应选择哪种销孔的形式并且单独或附加地增添哪些提高许用面压的措施, 在实践中允许有一定的偏差。在此仅给出已有情况的一览表。要求主要来源于共晶 AlSi 活塞合金。用于特殊用途活塞的过共晶及不太高级的低共晶合金均采用较低数值。在实践中设计所涉及的, 再加上与日本数据相比不可不考虑到对许用表面压力应进行一定的安全裕度考虑。

表 4.2-2 销孔允许的平均表面压力

销孔	活塞销的安装方式	特征	允许表面压力
圆柱形（卸载槽）	半浮动式安装	活塞与连杆过盈装配	最大 45（50）N/mm ²
圆柱形	全浮动式安装	T5 热处理（仅稳定）	最大 60N/mm ²
所有形式	全浮动式安装	两侧销孔间隔大；销座侧面倾斜的支撑	最大 60N/mm ²

表 4.2-3 销孔许用负荷增加的技术措施

销孔	销支承方式	特征	允许表面压力
椭圆形销孔 圆柱形 + 卸载槽	全浮动安装	提高强度的 T6 热处理，销孔支撑（小孔间隔小）	最大 65（70）N/mm ²
异形销孔	全浮动安装	液锻铝活塞（锻造活塞）	70 ~ 75N/mm ²
带衬套的销孔	全浮动销孔	可选分油槽	> 70N/mm ²

活塞销过盈的连杆半浮动安装方式，活塞销孔允许的最大比压限制在45N/mm²。提高负荷在此也用以上所提措施。最大表面压力实际不得超过50N/mm²。重要措施是增加润滑槽“Slots”和油孔的辅助润滑，至少是在活塞销孔的轴线下增加油孔。是否增加油孔的必要性主要取决于活塞销与销孔应扩大的安装间隙。在汽油机活塞上使用 DIN 销时冷销间隙为 2 ~ 11μm。在半浮式活塞销时应提高到 7 ~ 16μm，但在实践中由于噪声的原因不是所有的设计案例都处在这一量级。由于销孔因材料的原因其热膨胀量几乎是活塞销的两倍，最小的销冷间隙具有意义。如果观察乘用车及商用车发动机的量级范围，可以看出销与销孔间隙很小，但是主要取决于活塞销的直径。

4.2.4.2.4 活塞销椭圆变形

为了计算直径扩大，按图 4.2-15 使用了在周边具有足够表面负荷的圆环模型^[C42]。具有圆柱形内孔的活塞销的椭圆变形 Δd_B 按弹性静力的元素定理，由活塞力 F_K^* [见公式 (4-84)]、销平均半径 r_m 、 E 模量及轴向面转动惯量相对于椭圆形 I_{Ov} 进行计算：

$$\Delta d_B = \frac{F_K^* r_m^3}{12EI_{Ov}} \quad (4-85)$$

代入

$$r_m = \frac{d_B + d_{Bi}}{4} \quad (4-86)$$

和

$$I_{Ov} = I_B \frac{(d_B - d_{Bi})^3}{96} \quad (4-87)$$

式中, d_B 以及 d_{Bi} 是活塞销外径及内径; l_B 为其长度。公式(4-85)~公式(4-87)仅描述了近似解法, 因为在很强的曲率时有差异的(非线性)弯曲理论在大致估算的计算时不适用。

此外, 使用非常简化的计算模型的理想化销椭圆变形出自于销长度的均匀变形, 仅符合在投影表面上的均匀负荷。实际上椭圆变形的最大处是在剪切范围并在两个方向很强地减弱(在销端多一些, 在销中间少一些)^[C46, C48](见4.2.4.6.2节)。这证明了在端部向内锥形扩展活塞销的应用, 也称之为内锥销, 或称为内筋销。特别是后者的新开发在充分利用降低往复质量的活塞方面的潜能方面还做出客观的贡献, 但是制造成本却很高。

活塞销的变形及由此产生的应力的精确计算只有使用 FEM 才有可能实现。内锥销椭圆变形的估计用于比较的目的, 因此以简单的假设为基础, 如同具有圆柱形内部形状的销子。下面重心半径在这种情况下使用以下公式:

$$r_m = \frac{3d_B^2 l_{B1} - d_{Bi1}(d_{Bi1} + d_{Bi2})(l_{B1} - l_{B2}) - d_{Bi2}^2(l_{B1} + 2l_{B2})}{12d_B l_{B1} - 6d_{Bi1}(l_{B1} - l_{B2}) - 6d_{Bi2}(l_{B1} + l_{B2})} \quad (4-88)$$

及转动惯量用公式(4-89)替代。单个尺寸的意义由图4.2-17推导出。为了使其一目了然, 还使用了缩写 h_1 、 h_2 及 c 。

$$I_{Ov} = \frac{1}{36} \left\{ \frac{h_1^3 [(l_{B1} + l_{B2})^2 + 2l_{B1}l_{B2}] + 2h_1 h_2^2 l_{B1}^2 C^2}{(l_{B1} + l_{B2})} + h_2 l_{B1} (3h_2^2 + h_1^2 C^2) \right\} \quad (4-89)$$

代入

$$h_1 = \frac{d_{Bi1} - d_{Bi2}}{2} \text{ 和 } h_2 = \frac{d_B - d_{Bi1}}{2}$$

以及

$$C = \frac{2h_1(l_{B1} + 2l_{B2}) + 3h_2(l_{B1} + l_{B2})}{h_1(l_{B1} + l_{B2}) + 2h_2 l_{B1}}$$

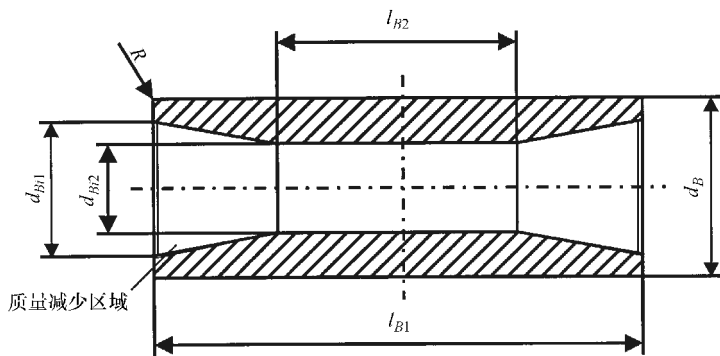


图4.2-17 内锥销尺寸

4.2.4.2.5 活塞销弯曲变形

用于活塞销弯曲 y 估算的计算应将活塞销通过已知简单的弯梁模型按图4.2-15实现理想化:

$$y = \gamma \frac{F_K^* l_1^3}{48EI_b} \quad (4-90)$$

式中, F_K^* 在与椭圆变形的关联中已经进行了解释; l_1 是销座中支撑力之间的间隔, 它取决于活塞销座支撑的设计。在楔形销座的及其弹性的支撑时销座中间的力作用点在销座中间, 在刚性销座支撑时假定销座的内三分之一。圆环截面的沿销孔轴线方向的转动惯量 (圆柱形内部形状) 如众所周知为:

$$I_b = \frac{\pi}{64} (d_B^4 - d_{Bi}^4) \quad (4-91)$$

系数 γ 考虑到符合连杆宽度 $b_{Pl} = l_2$ 的负荷延伸的影响。可以用系数 $\gamma = 1 - l_2 / (2l_1)$ 简化计算 [精确到: $\gamma = 1 - l_2^2 / (2l_1^2) + l_2^3 / (8l_1^3)$]。用于内锥销的弯曲不许考虑变化的截面。用于估算的计算可以使用以下代用内径:

$$d_{Bi} = 0.5 \left[d_{Bi1} + d_{Bi2} - \frac{l_{B2}}{l_{B1}} (d_{Bi1} - d_{Bi2}) \right] \quad (4-92)$$

活塞销变形的允许限值 (椭圆变形及弯曲, 见图4.2-15) 是活塞生产商的经验值 (此处按 [C31]), 但是也有用于汽油发动机活塞弯曲的实际数值的)。

4.2.4.2.6 活塞销材料

为了确定对活塞销材料的要求, 用于估算的计算使用了图4.2-15所示的简化的仿真模型并回溯到在此建立的经验上。由于椭圆变形的最大弯曲应力随后出现在垂直水平对称平面上, 垂直作用在外面压应力 (-) 及内部拉应力 (+)。总和为:

$$\sigma_{Ov} = \frac{F_K^* r_m}{8W_{Ov}} \quad (4-93)$$

代入

$$W_{Ov} = \frac{I_{Ov}}{\frac{d_B}{2} - r_m} \quad (4-94)$$

除了用公式(4-85) ~ (4-87) 运算的数值外, W_{Ov} 表示截面的抗弯矩以及 I_{Ov} 表示相关的轴向转动惯量, 例如用于圆柱形内径按公式 (4-87)。在此假设在截面上有一线性应力分布。由于很强的弯曲, 实际上设定了双曲线应力分布。根据公式 (4-93), 用于圆柱形内径在外表面上降低压应力至系数 $\frac{\sigma_{Ov}}{\sigma_{Ov}^*}$ 及内表面拉应力提高至该系数。

$$\frac{\sigma_{0v}}{\sigma_{0v}^* \ominus} = \frac{(d_B - d_{Bi}) \left[d_{Bi} - d_B \left(1 - \ln \frac{d_B}{d_{Bi}} \right) \right]}{3d_B \left[d_{Bi} \left(2 + \ln \frac{d_B}{d_{Bi}} \right) - d_B \left(2 - \ln \frac{d_B}{d_{Bi}} \right) \right]} \quad (4-95)$$

$$\frac{\sigma_{0v}}{\sigma_{0v}^*} = \frac{(d_B - d_{Bi}) \left[d_B - d_{Bi} \left(1 + \ln \frac{d_B}{d_{Bi}} \right) \right]}{3d_{Bi} \left[d_{Bi} \left(2 + \ln \frac{d_B}{d_{Bi}} \right) - d_B \left(2 - \ln \frac{d_B}{d_{Bi}} \right) \right]} \quad (4-96)$$

对于直径比 d_{Bi}/d_B 为 0.6 的情况, 鉴于汽油机活塞允许的椭圆变形已经经常处于极限, 相对于线性假设的应力分布内部提高拉应力约 20%, 外部压应力降低约 15%。此值仅可以作为在考虑到弯曲时对非线性量级的影响。实际上考虑到拉应力对疲劳强度影响的评价应比压应力更为关键, 在此章开始时已经进行了说明。

为了计算纵向弯曲应力, 应从最恶劣的情况出发, 采用单力负荷自由设置的载体, 最大的弯曲应力在活塞销中外部起作用并计为

$$\sigma_b = \gamma \frac{F_K^* l_1}{4W_b} \quad (4-97)$$

代入

$$W_b = \frac{\pi}{32} d_B^3 \left(1 - \frac{d_{Bi}^4}{d_B^4} \right) \quad (4-98)$$

除了抗弯模量 W_b 外代入所有数值 (见上面的公式以及图 4.2-15)。公式 (4-98) 关系到圆柱形的内径。

用应力 σ_{0v} 及 σ_b 确定双向应力状态。用于比较应力 σ_v 适用畸变假说:

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + \sigma_{0v}^2 - \sigma_b \sigma_{0v}} \quad (4-99)$$

注意到单个应力的符号及总和, 在销座上方拱顶的传统计算时在销中间出现最大的及决定性的比较应力 (图 4.2-18a)。此外线性应力分布的简化的假设提供相同大的由椭圆变形决定的压应力 (外侧) 及拉应力 (内侧)。

考虑到曲率的双曲线应力分布, 当然在内侧较大的拉应力及在外侧较小的压应力 (在观察的位置上) 起作用。尽管内侧纵向弯曲应力明显小于外侧, 取决于活塞销尺寸的比较应力, 假设类似较大的数值。由于方程式 (4-99) 的符号关键的位置当然也由外侧 “上” 转换为内侧 “下”。局部说明引自图 4.2-18a 的定义。很明显, 传统的方程式中具有哪些巨大的不同。

如同精确的 FEM 计算显示的, 活塞销实际负荷具有很大偏差 (例如 [C46]), 鉴于较粗的常规模型不会有更高的期望。实际较大的比较应力在这一计算示例中集中出现在水平对称平面内侧剪切范围 (图 4.2-18b), 考虑到实际的传力及支撑是

⊖ 分母中 σ_{0v}^* 为在按公式 (4-93) 及公式 (4-94) 的线性应力分布中由于椭圆变形的应力。

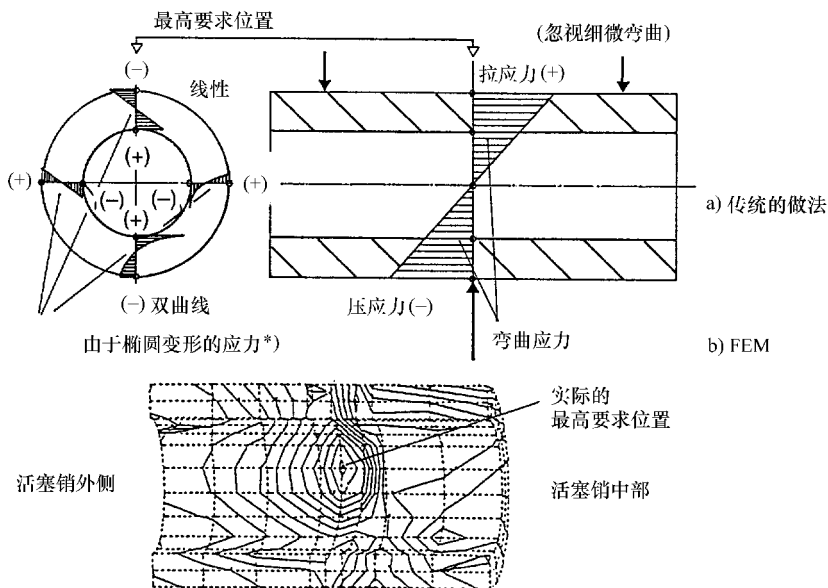


图 4.2-18 假设与简化的计算模型联系在一起的双轴应力状态时在 FEM 计算后活塞销最大负荷的位置^[C46]

* 垂直对称平面的最大弯曲应力大于水平方向，与图 4.2-15 中通过投影面持续假定的表面压力相反，在垂直的拱顶点上最大并在约 $\pm 75^\circ$ 时降到零。

非常明了的。在常规的计算模型上，在水平对称平面上（中性面）不出现纵向弯曲应力，并且弯曲应力由于椭圆变形而不考虑。实际上与主要观察的垂直截面相反，水平截面上还叠加压应力。原因在于与此截面垂直产生的负荷。由于在内边缘上的椭圆变形高出压弯应力，当在常规的模型上进行假设时，叠加的压力法向应力及所说的在剪切截面局部出现的应力集中原则上顾及其他的关系。这证实了替代以销计算为依据，通过现时的方法及已经应用的方法的必要性。

还有应补充的，允许的销变形不适应持续可忍受的比较应力。如前所述，更多通过销变形的销孔受力是具有决定性意义的。活塞销的弯曲在孔内提高边缘压力，并且椭圆变形对活塞销孔负荷具有重大影响，主要是在达到热间隙的量级时。因此冷起动时短时间的情况是关键的。

汽油机活塞轻量化的挑战在活塞本身上的体现，以至于不得不开发活塞销上现有的潜能（特殊形状，例如内锥或内筋销）。这导致了要求首次配置具有强度储备极限的活塞销。精确的计算方法及对尽可能好的活塞销材料疲劳强度值是实现这样配置的前提。为此应注意所应用的疲劳强度曲线图应根据渗碳处理（标准材料如 17Cr3、16MnCr5 或 15CrNi6）或渗氮处理（特种材料如 31CrMoV9 或 34CrAl6）的表层而不能在芯部范围，甚至例如在 [C49] 的情况时。在第一个近似值时表层较

高的强度可以通过硬度来估计。其他的对疲劳强度曲线图的存活率也起到作用。通常根据试棒,在制定韦勒疲劳曲线时传输系数必须考虑到表面质量、零件尺寸影响及试样数量。在实践中依据保证的最小强度值经常仅具有可能性。

按照畸变假设计算的比较应力对于活塞销的疲劳强度是决定性的。至今局限在由气体力占优势的负荷形式上,由于相比较小的惯性力负荷(见4.2.4.3.2节,对于活塞销计算应使用的转速)以及总归理想化的常规的应力计算是可替代的。精确的方式应注意负荷循环中的惯性力负荷。这样不论对于纵向弯曲应力还是椭圆变形应力在720°的四冲程循环中总是存在上限及下限应力 σ_o 及 σ_u 。由此可重又计算平均应力 σ_m 及应力振幅。用方程式(4-38)最终得出比较平均应力 σ_{vm} 及比较应力振幅 $\pm\sigma_{va}$ (对此见4.2.4.3.4小节)。

4.2.4.2.7 活塞销负荷及强化措施

销与销孔之间中在具有润滑膜时按图4.2-19调整径向及轴向压力分布。由径向压力分布——可以说是内压力——在销座上产生正切拉应力及径向压应力。第一个在销孔上部销座达到其最大值并可在过载时造成活塞销孔裂纹,在其他位置上也会出现。

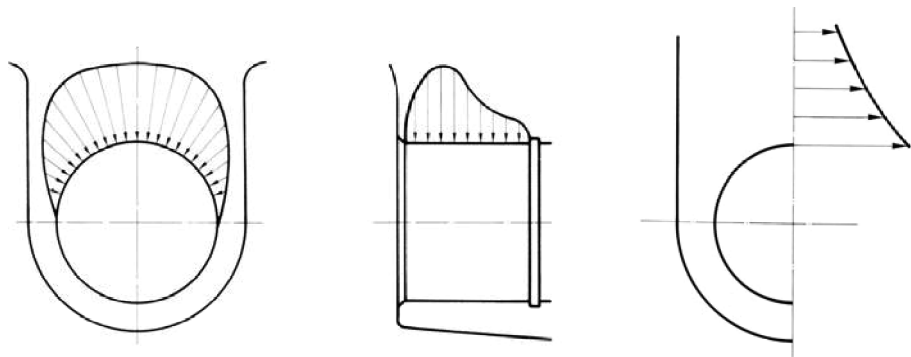


图4.2-19 销孔中的径向(左)及轴向(右)压力分布以及由此得出的在销座上的正切应力(右)

活塞销座的设计形式以及销孔确定的设计选择对负荷具有什么样的决定性意义,在4.2.4.2.2节中已经进行了描述。图4.2-20(上)给出了关于活塞销座原理设计可能性的一览,当今由于负荷决定的已经大大减少了框架式销座的应用,在柴油发动机上继续使用梯形销座,在更高的要求时使用带有阶梯形的活塞销座。不同的卸载槽的几何形状可以丰富提高负荷的选择项,包括异形销孔至收缩的销孔表面。通过两个前面提到的允许的销孔负荷的提高了的措施对整个变形均有影响(活塞销的弯曲负荷)。由此得出较高的凹坑边缘负荷。为了最佳地利用铝材料,因此必须寻找更好的折中方案。

4.2.4.3 活塞销座计算

4.2.4.3.1 设计爆发压力

燃烧时的爆发压力或峰值压力,考虑到非常高的转速,是确定活塞及活塞销尺

寸的决定性的数值。首先取决于燃烧方法并随着增加的充气密度提高（压缩比、四气门技术、增压）。总的来说不仅仅是爆发压力，而且通过曲轴转角的压力曲线也具有意义。在此首先应指出对于活塞负荷及噪声发展重要的压力上升速度 $dp/d\phi$ ，单位为 $\text{bar}/(^{\circ}\text{KW})$ （特殊情况下爆燃）以及在做功行程时对分力负荷具有重要作用的压力下降。

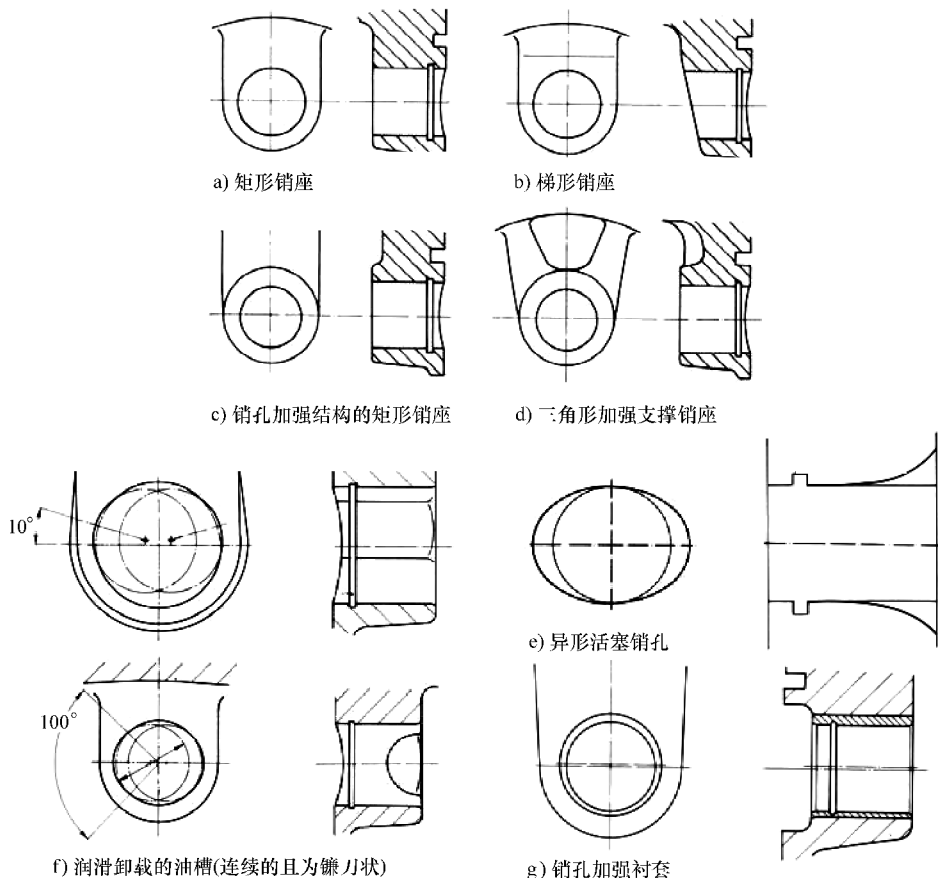


图 4.2-20 可能的销座设计方案（上）；用于提高销孔负荷的销座结构选择（下）

在燃烧期间以及由此爆发压力——主要由混合气的混合及燃油喷射方式决定的——在汽油发动机上具有很强的循环变动，而在柴油发动机上不出现。由于汽油发动机在部分负荷工况时的节流相应降低爆发压力，相反在具有理想的等压燃烧的吸气式柴油发动机上节流的影响仅是非常细微的。在增压的柴油发动机上相反爆发压力取决于负荷随着增加的增压压力而提高（见 [C30]）。

对于柴油发动机，当可以为活塞设计给出相对可靠的爆发压力时，对于汽油发动机在发动机开发的早期是不会令人满意的。如果规定好的以压缩比、比功率及如

每缸4气门及增压的特征为基础的普遍经验的话,那么借助于在可比较的发动机上的气缸压力指示的测量大多仅提供唯一的近似值。

再加上其中存在的一定的不安全性,例如涉及活塞设计时应评价工作循环的压力波动 ($\pm 10\% \sim \pm 20\%$)。

如果测量的燃气峰值压力考虑到其数值足够划分为许多工作循环,得出一个大约对称的分布,通过高斯正态分布可以理想化。图4.2-21显示了代入累积概率函数的示例。平均或最频繁的点火压力包含在所有循环的50%之内。作为设计爆发压力这属于考虑之列,因为循环中剩余50%的一部分实际上证实是较高的爆发压力。在测量的框架中求得的绝对最高的爆发压力在由测量结果计算的“概率分布曲线”通常处于正标准偏差2~3倍 ($+2s < P_{zmax} - \text{测量值} < +3s$) 并稳定在最后的数值中,如果评价许多循环的话。

概念“设计爆发压力”给出解释的原因。为此,特别是在汽油发动机上,认为的不仅仅是作为首次设计方案基础的数值,它更多地确定了在液压脉冲试验台上对发动机以外的结构强度试验的试验载荷。

哪些数值是“正确的”爆发压力,视不同情况最好是根据寿命的要求,即对在运行时间及在最苛刻的耐久试验程序中的全负荷部分进行估计。当然可以提出论证,相当于二倍正标准偏差 $+2s$ 的爆发压力可以是一个适当的确定,如果按正确的方式支持测量的话,可以给出一定最大的爆发压力和统计的分布(图4.2-21)。属于 $+2s$ 的累计概率为97.725%,以至于理论上仅所有循环的2.275%可以对于活塞进行更高的加载。这一残余是倾斜分布的,其中46.37%已经处于 $s=2$ 及 $s=2.25$ 之间,其他26.37%处于 $s=2.25$ 和 $s=2.5$ 之间,最后14.07%处于 $s=2.5$ 和 $s=2.75$ 之间以及7.69%处于 $s=2.75$ 和 $s=3$ 之间(残余的为与2.275%相关的5.5%)。最大的爆发压力实际上是很少出现的。如前面示例所示,设计爆发压力的确定原则可以采用以下描述:

示例:汽油发动机

- 最苛刻的试验→1000h 耐久试验。
- 60%全负荷工况。
- 整个运行时间的50%期间转速 $\leq 4000\text{r/min}$;较高转速时惯性力卸载很大,以至于在活塞销孔上不再具有最大负荷。

• 整个运行时间的25%期间转速 $\leq 2000\text{r/min}$;没有最大负荷,因为爆发压力还未达到最高值。

- 应关注爆发压力工况等级的平均转速 $n = 3500\text{r/min}$ 。
- 四冲程发动机仅每曲轴第二转时的气体力负荷。
- 总是标准方差 $+2s$ 极限的爆发压力负载循环次数:

$$1\,000 \times 60 \times 3\,500 \times 0.6 \times (100 - 50 - 25) / 100 \times 0.5 \times 0.02275 = 1\,000 \times 60 \times 3\,500 \times 0.6 \times 0.25 \times 0.5 \times 0.02275 = 358\,313 \text{ 次负载循环}$$

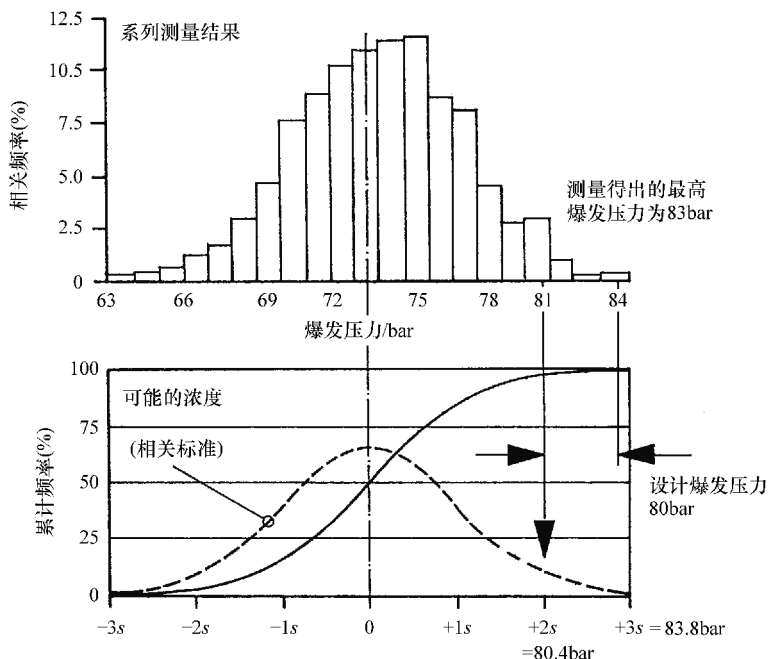


图 4.2-21 四气门汽油发动机 (1.6L 4 气门 R4 发动机, 全负荷 4000r/min)
爆发压力周期振动的高斯分布及相关累计概率

+2s 极限一侧的压力分布和在液力脉冲试验台上利用发动机外部零件试验的实际经验可以设想, 负载循环次数 358313 对于小于 2×10^6 的要求是足够的。这样 +2s 数值作为设计爆发压力在前面的示例中就被证实了。

在汽油发动机上对正确的设计爆发压力“讨价还价”, 对于局外人来说显得好像有些吹毛求疵。但是, 由于轻量化极限值的强制要求, 高于或低于设计爆发压力 2~3bar, 对于发动机外部零件试验是否通过或者失败, 以及耐久试验的认可都是具有决定意义的。发动机外试验负荷包括基础安全系数以及传递系数 (液力脉冲机→发动机)。其主要部分是温度系数 (“脉冲”时的活塞销孔温度 $\ll$ 工作温度)。

在此做出的观察肯定会引起一些合理的批评。但是, 它是实现对于“汽油发动机设计爆发压力”课题具体化实现预定目标值的目标。在此关联中必须继续获取以实际经验为基础的试验的传递系数。对于设计和认可关键的爆发压力向下修正, 仅是为了使现有的传递系数可以“存活”。

4.2.4.3.2 设计用标准转速

活塞的惯性力, 准确地说应是带有活塞环组但无活塞销的活塞的转动惯量, 相对于气体力起作用。由此产生的活塞力通过活塞销座支承在活塞销上。惯性力随着

转速的二次方增加。爆发压力也随着转速提高并在达到中等转速范围时不再实际提高,所以最大的活塞销孔负荷应设定在最大活塞力起作用时的转速上。因为爆发压力相对于转速的曲线事先是未知的,通常都是回溯到经验,最大的爆发压力大约都是设定在与最大转矩配合的转速上。所以将这一转速用于活塞销计算时要考虑到减小惯性力为目的。如同在图 4.2-22 中所看到的,只有当最大转矩——如同典型用于四气门汽油发动机的转矩——只有在相对较高的转速才能达到时,这一假设特别是不精确的。

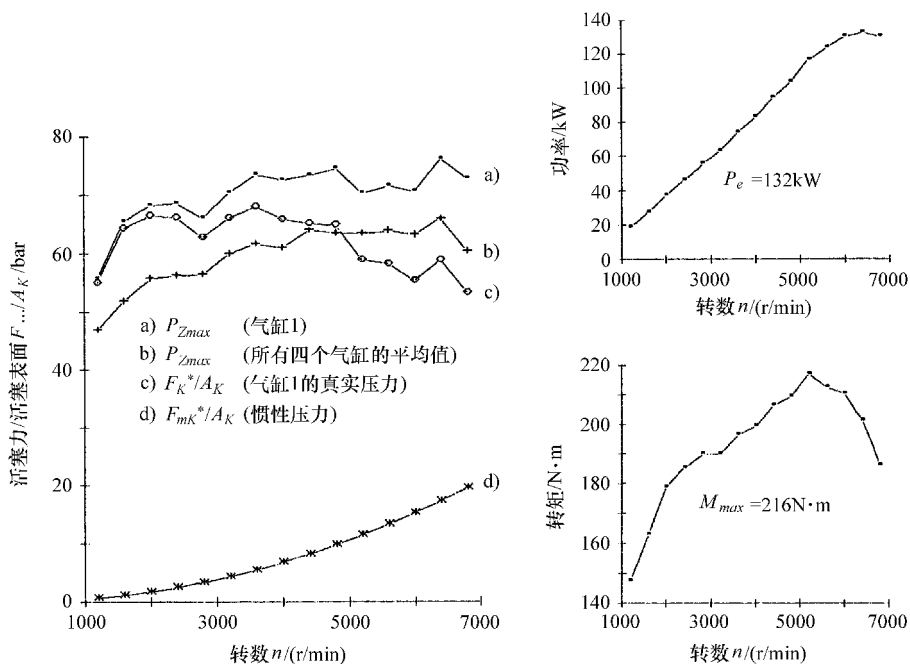


图 4.2-22 一台 2.3L 4 气门汽油发动机 (四缸, $D_k=92\text{mm}$, $s=85\text{mm}$, $l_{pl}=151.5\text{mm}$, $m_k=0.44\text{kg}$) 的爆发压力曲线 (气缸具有最大的压力), 扭矩及功率曲线以及“惯性压力”(取自活塞的惯性力)

插图显示了在一台四气门汽油发动机上测量的气缸中出现最高压力的转速时的爆发压力曲线, 转矩和功率曲线以及“惯性压力”, 即用于比较目的取自活塞表面的惯性力。

当在 5200r/min 才达到最大转矩时, 活塞力在 3600r/min 时就已经显示出其最大数值。在这种情况下通常一般的假设都可能是有利的。因此在实践中将惯性力卸载限制在 4000~4500r/min。

还应值得一提的是, 应实现在四冲程发动机上的惯性力卸载及由此活塞中销孔座相对活塞销的滑动, 以及对连杆小孔中的活塞销润滑。与其相反, 两冲程发动机

的活塞销支承最大压力出现在连杆小孔中并降低销套允许面压。

4.2.4.3.3 活塞销卡簧

浮动的活塞销支承在活塞销两侧都必须配有活塞销卡簧，以便避免轴向位移。使用按 DIN472 标准的挡圈及按 DIN73130 标准的不同形状的钢丝卡簧。如果预应力在较高的转速时通过惯性力抵销，卡簧翘起部分可能会滑脱。所有结构形式，其端部都具有翘起布置并附加承受质量载荷，仅限用于惯性力来保证安全的目的。因此 DIN73130 标准推荐“C”形圆形截面钢丝卡簧用于汽油发动机活塞。标准中规定了卡簧具有不同的直径。选择按标称直径 d_1 开始进行，同时也可按活塞销及销孔直径选择。利用钢丝直径 d_2 可以实际影响到预应力。 d_3 是未夹紧状态的直径， d_4 是夹紧状态的直径。 d_4 同时也是卡簧槽底的直径。所有直径在图 4.2-23 中都进行了解释。最后还应提到开口宽度，此处作为间隔 x 标识。

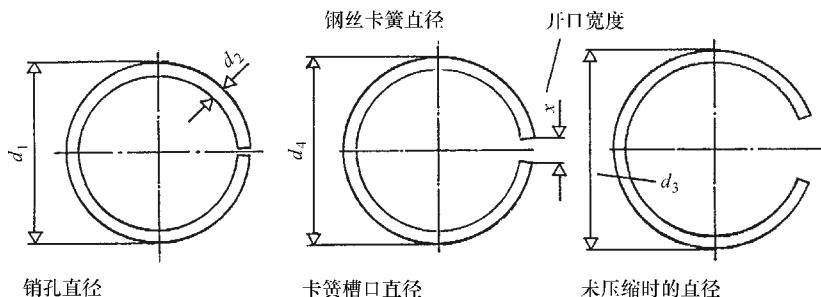
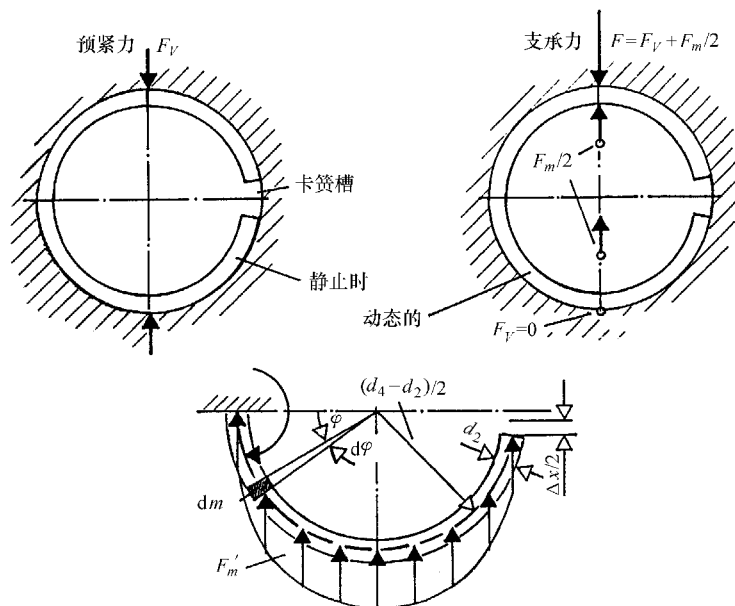


图 4.2-23 圆形截面钢丝卡簧直径定义及开口宽度

活塞销卡簧的惯性力安全性可以通过计算进行评估。[C50] 选择了以测量的弹簧曲线为基础的半经验的评估方法。对于在此使用的计算模型没有说明。以下推导适用于“C”形圆形截面钢丝卡簧（可以类似用于其他结构形式的推导）。“很强弯曲杆”的理论在此可以忽略，考虑到其他简单的假设以及几何形状的偏差，在实践中由于加工公差的影响特别强，使其不再具有重要性。

为了求得极限转速，假设按照 [C50] 中的最不利的安装位置（图 4.2-24），惯性力在上止点达到其最大值。在图 4.2-24 中可见，卡簧的上半部分通过惯性力压入到卡簧槽中，并由此不会遭受附加的变形。由此槽中的支承提高了在下半部分的弯曲力矩，这一弯曲力矩是由惯性力决定的变形附加传导的。相反，卡簧下半部分的预紧力通过惯性力作用部分抵消或者几乎完全抵消。用于开口宽度改变的计算考虑使用半环形单侧夹紧杆的代用模型。仅使用卡簧一半的惯性力，在恒定的截面周边均匀分布（恒定的分布载荷）。

卡簧装配后，其翘曲由 $2/(d_3 - d_2)$ 提高到 $2/(d_4 - d_2)$ （曲率 = 翘曲半径的倒数）。对弯矩造成影响：



$$\left. \begin{aligned} dm &= \rho dV = \frac{1}{8} \rho \pi d_2^2 (d_4 - d_2) d\varphi \\ \ddot{x}_K &= r\omega^2 (1 + \lambda_{Pl}) \\ dl &= \frac{1}{2} (d_4 - d_2) d\varphi \end{aligned} \right\} \rightarrow \begin{aligned} F'_m &= \frac{1}{4} \rho \pi d_2^2 r \omega^2 (1 + \lambda_{Pl}) \\ (F'_m &= \ddot{x}_K dm/dl) \end{aligned}$$

$$x = \frac{1}{2} (d_4 - d_2) (1 - \cos \varphi), F'_m = \frac{d^2 M_b}{dx^2} = \text{常数} \rightarrow M_b = \frac{F'_m x^2}{2}$$

$$M_b(\varphi) = \frac{1}{32} \rho \pi d_2^2 (d_4 - d_2)^2 r \omega^2 (1 + \lambda_{Pl}) (1 - \cos \varphi)$$

图4.2-24 圆形截面钢丝卡簧由于惯性力决定的变形用的计算模型

$$M_b = 2EI \left(\frac{1}{d_4 - d_2} - \frac{1}{d_3 - d_2} \right) \quad (4-100)$$

式中, E 是弹性模量; I 是环截面的轴向平面惯性矩。所有其他数值都是已知的。安装状态开口宽度的改变 Δx , 依据 DIN 标准的要求根据标称直径 d_1 , 考虑到直径 d_3 和 d_4 总是在相同范围进行基本计算。这会导致在数学上不方便列出公式。可以选用计算变化等于开口圆环的开口宽度 Δx , 通过弯曲变形及其在利用沿周边长度恒定的弯矩负荷缩小, 见公式 (4-100) (这一假设接近实际或远离实际, 在此不进行讨论)。不用进一步讨论每一个计算步骤, 其结果为

$$\Delta x = \frac{M_b \pi (d_4 - d_2)^2}{2EI} \quad (4-101)$$

对此应指出, 变形是相当大的。以变形计算为基础的线性化实际上不再完全合理。通过将公式 (4-100) 应用到公式 (4-101) 中得出:

$$\Delta x = \pi(d_4 - d_2) \left[1 - \frac{(d_4 - d_2)}{(d_3 - d_2)} \right] \quad (4-102)$$

极限转速可以进行不同定义^[C50]。此处应适用于滑脱开始时。当在接口处由于惯性力的作用下弹性压缩量抵消装配后的弹性压缩量时，预应力和惯性力在这种情况下保持平衡。以图 4.2-24 描述的备用模型为基础，具有环形截面的一侧固定夹紧的半环弹性压缩量可以使用弹力学定律进行计算。起因于惯性力的分布载荷和由此得出的弯矩在图 4.2-24 中进行详尽描述。

$$\frac{\Delta x}{2} = \frac{5\pi^2(d_4 - d_2)^4 d_2^2 \rho r \omega^2 (1 + \lambda_{pl})}{64EI} \quad (4-103)$$

其中，

$$I = \frac{\pi d_2^4}{64}$$

等同于代入系数 0.5 相加的公式 (4-102) 与公式 (4-103) 并使用关系式 $\omega_g = \pi n_g$ 按极限转速 n_g 的解析提供了牵强的关系：

$$\omega_g = \frac{0.3162 d_2 \sqrt{\frac{E}{\rho}}}{d_4 - d_2} \sqrt{\frac{1}{(d_4 - d_2)} - \frac{1}{(d_3 - d_2)}} \frac{1}{r(1 + \lambda_{pl})} \quad (4-104)$$

在公式 (4-103) 与公式 (4-104) 中， r 是曲柄半径； l_{pl} 是连杆长度； ω 是表角速度； ρ 代表材料密度。所有其他数值都是已知的。对于 $\sqrt{E/\rho}$ 项用于钢材时可以使用 $5.17 \times 10^3 \text{ m/s}$ 的数值。钢丝直径、未夹紧的环直径以及环槽底直径按照 DIN 标准容许的公差，在 2000r/min 或更高时就会不安全。对于实际具有安全性的表述，因此往往仅是涉及最不利的公差情况。因为活塞销直径是按照其他准则选出来的，在实践中仅有环截面（圆钢丝卡簧的钢丝直径）可以作为变数使用，可以提高至有意义的极限（应避免装配时的塑性变形，拆装时必须还可以具有有限的能量消耗）。当在活塞销上施加轴向推力时各种各样的情况在此不详细探讨其原因，总是存在具有问题的关系。除了需要附加的成本外，在活塞销上以及卡簧槽中的公差限制还可以采取一些有效的设计手段，以便控制卡簧槽的颤动。

4.2.4.3.4 活塞销等效应力

在 4.2.4.2 节中提及的半浮式连杆，其活塞销由于连杆小孔与活塞销之间的压配合会产生附加的负荷。汽油发动机（仅限于在这一发动机种类中的应用）活塞力求的最大重叠量通常为 0.04mm。切向应力的分力由于具有相同符号（负号）的椭圆变形与压应力叠加。径向的压应力（同样具有负号）导致了一个三轴应力状况。按照公式 (4-99) 的畸变假说与此相应的扩展 [用于主应力 σ_1 、 σ_2 和 σ_3 由属于公式 (4-105) 的示例在表 4.2-4 中得出结论]：

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1 \sigma_2 - \sigma_1 \sigma_3 - \sigma_2 \sigma_3} \quad (4-105)$$

图 4.2-25 显示了用于标准活塞销材料的 17Cr3 和材料 16MnCr5 设计的疲劳强

度的图示。这适用于渗碳表层。示例附加显示了半浮动式装配活塞（不同汽油发动机）的两个不同的活塞销的总负荷。两个活塞销之一按照已证实的准则略微超过负荷。只有在很大的不符合实际比例的收缩应力时，即在很大的比较平均应力范围中允许的应力振幅明显受到限制。静态收缩应力为此对过盈装配连杆活塞销的动态应变影响很小。

表 4.2-4 针对公式（4-105）的计算表格；括号中的符号符合当时应力的符号

	弯曲轴向的	椭圆形变相切的	收缩（叠加）相切的	收缩（叠加）径向的
σ_o	$\sigma_{bGas} - \sigma_{bmas}$ (+)	$-(\sigma_{OeGas} - \sigma_{Oemas})$ (-)	—	—
σ_u	$-\sigma_{bmas}$ (-)	$-\sigma_{Oemas}$ (-)	—	—
$\pm \sigma_a$	$1/2\sigma_{bGas}$ (+)	$-1/2\sigma_{OeGas} + \sigma_{Oemas}$ (-)	—	—
σ_m	$1/2\sigma_{bGas} - \sigma_{bmas}$ (+)	$-1/2\sigma_{OeGas}$ (-)	$-\sigma_{ut}^{①}$ (-)	$-\sigma_{urad}^{①}$ (-)
$\pm \sigma_{va}$	$\sigma_1 = \sigma_{ax}$ $1/2\sigma_{bGas}$ (+)	$\sigma_2 = \sigma_t$ $-1/2\sigma_{OeGas} + \sigma_{Oemas}$ (-)	$\sigma_3 = \sigma_{rad}$ —	
σ_{vm}	$1/2\sigma_{bGas} - \sigma_{bmas}$ (+)	$-1/2\sigma_{OeGas} - \sigma_{ut}$ (-)	$-\sigma_{urad}$ (-)	

① 收缩应力的计算如同在机器制造业中通常应用的对于叠加的要求（0.02~0.05mm），活塞销的内外径以及连杆小头的外径。

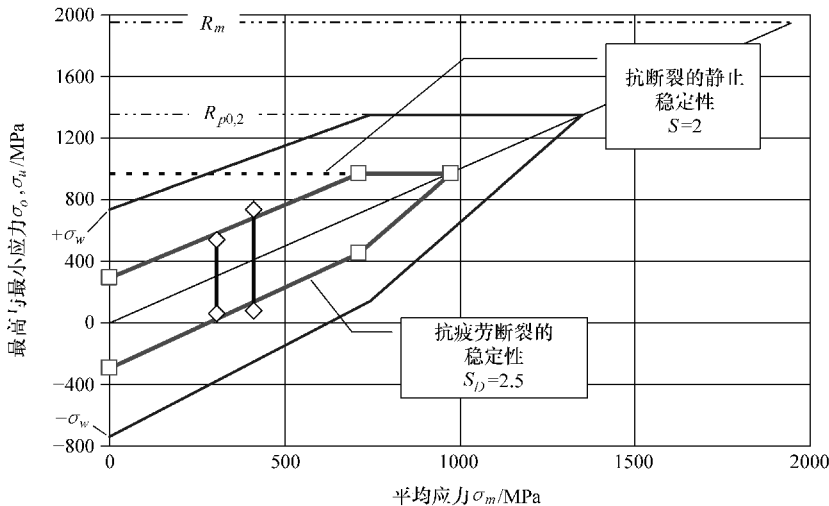


图 4.2-25 活塞销材料 17Cr3 和 16MnCr5 的疲劳强度图示，适用于表面渗碳；附加显示：活塞销全浮装配与半浮动装配不同的两个示例

4.2.4.4 活塞质量计算

作为往复质量的活塞质量的意义，特别是在具有比较高的转速水平的汽油发动机上是已知的。因此尽可能精确地预测出活塞质量是值得期望的，但是利用传统工具几乎是不可实现的。当今，随着三维 CAD 的集成，有了可以用于预先确定体积形状及质量的有效工具。体积计算被视为 CAD/CAM 用于制造带型芯、接头（箱形活塞）及芯套（活塞模具的组成部分）的钢模的“副产品”。通常为五件套的铸芯（钢芯）的表面借助于 3D - CAD 系统描绘，铸芯用于形成复杂的强度优化的活塞内部形状。在所谓的“Bézier 描述”（数学表面定义的名称）中通过严密的及满足切向条件的空间面积的互相连接进行描绘。通过插入收缩量的“畸变”以后借助于 NC 铣削模型计算铣削轨迹，并接着在显示屏上通过由系统编制的 APT 程序模拟检查。在“后置处理程序运行”后可以将铣削程序应用到机床上。在产生的实际轮廓上可以确定相应的公差范围，考虑损耗时要以最佳地利用模具为目的。也应相应维持铸件典型的振动特性。此外公称尺寸数据模型不用于铸造模具制造。

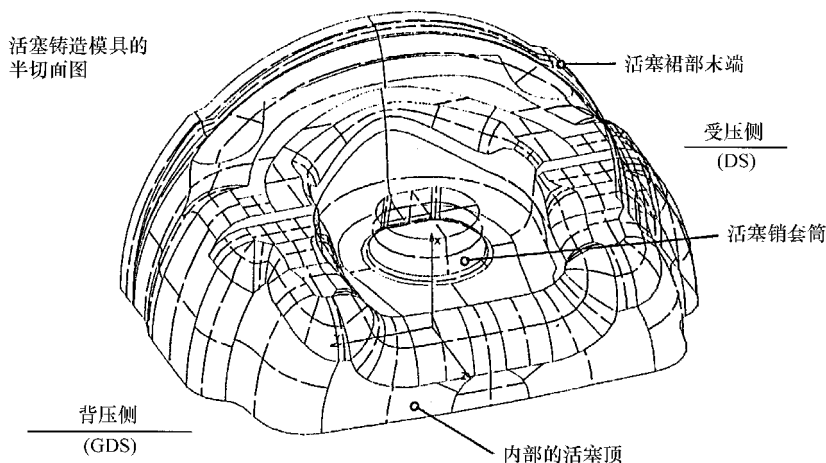


图 4.2-26 用于预测及优化活塞质量的活塞内部形状的 3D - CAD 表面模型以及作为活塞铸造模具 CNC 加工的数据基础（铸芯石墨电极铣削）“CAD/CAM”轨迹

用于体积计算还应编制出通过机械加工产生的外部轮廓并消除可能存在的空隙。质量计算的精度还应考虑到材料的密度影响，约有 $\pm 1\%$ 的波动。

这一精确的计算方法的不安全性还在于“裸”活塞的重量公差等级上。图 4.2-26 根据活塞内部形状的 3D 平面模型给出活塞设计及制造时应用 3D - CAD/CAM 的情况。活塞质量的优化是一个迭代的过程。CNC 制造的模具允许连续模具制造的很高的形状可靠性并可实现对毛坯公差的限制。

活塞质量的实际影响因素是主要尺寸、活塞种类、负荷及应用情况。在“裸活塞”上，活塞质量的 70% 集中在活塞销孔轴线与活塞顶面（压缩高度）之间，

在整个活塞组上超过 50%。

为了控制在加工中活塞质量应采用用加工公差（浇铸及加工的表面的相互配合）。

4.2.4.5 活塞型线确定

4.2.4.5.1 安装间隙、滑动间隙、椭圆度及表面承压图

滑动间隙是活塞头部及裙部相对于在活塞销孔轴线与活塞裙端部中心之间最大的直径、额定直径的往复运动（局部总间隙 = 安装间隙 + 往复运动）。活塞裙部范围的滑动间隙通过推力侧方向及反推力侧方向的滑动间隙曲线以及椭圆度确定，椭圆度描述了在整个范围直至活塞轴向的径向收缩。裙部椭圆度在分力下及在重叠时接受裙部变形及特别是在调节活塞销轴方向的热膨胀。由于这一功能决定的造型，活塞裙部也作为球形椭圆形进行描述。头部返回运动经常在细节中被视为火力岸及环岸间隙。此处锥形是占优势的，由许多不同的锥形范围组成的。火力岸和环岸有少许椭圆度或者是圆形的。

在滑动间隙范围应注意的重点在 [C31] 或 [C32] 中均有探讨。与应努力达到的最小安装间隙，与此联系在一起的最佳的滑动间隙的预计算均已进行过各个方面的试验，但是在设计实践中还是不可接受的。对此的原因描述如下：

力学或热力学决定的活塞变形可以借助于 FEM 及接近于实际比例的临界条件下进行总的计算。不考虑液力润滑油膜及气缸变形（润滑间隙）以及相对的交替作用就不能找到最佳的模型。

为此这一问题应综合处理并相应解决。解决方案主要取决于所出现假设的实际可行性，越普遍的越很少具有特殊的知识。因此需要预计算进行协调。

每一个解决方案仅是对于确定的曲柄角度和工作状态的瞬时状态。应在优化时一并考虑到整个工作循环、不同工况及活塞的二次运动。

气缸孔的变形问题、活塞上热负荷变形（残余塑性变形增长，不应与热膨胀混淆）、塑性变形（“裙部下陷”）以及销孔为中心的旋转侧面裙部的磨损，这在实践中具有重大的意义并对确定滑动间隙起到作用，但这导致超过了可预计算的极限。

滑动间隙设计因此广泛集中在经验值方面（活塞种类、结构形式、活塞及气缸材料、热负荷等），不要放弃根据发动机运行结果的精确校正（标记试验后的表面承压图、腐蚀试验后的普遍状态、噪声试验及耐久试验）。

当活塞裙部工作面的凸度通过“样条”内插法在支撑点之间确定自由点时，裙部椭圆度大多还是借助于 $\sin^2$ 函数确定。当今滑动间隙拟定是通过人机对话形式在屏幕上利用活塞外形 CNC 加工数据库的自动设置来实现的。按照裙部的结构或承压图的状态可以要求基础椭圆度叠加一个所谓的双倍正或双倍负的椭圆度。活塞椭圆度数学定义为（图 4.2-27）：

$$\Delta D_K = \Delta D_{K1} \sin^2 \varphi \pm \Delta D_{K2} \sin^2 2\varphi \quad (+) = \text{双负} \quad (!) \text{ 椭圆度} \quad (4-106)$$

$$(-) = \text{双正} \quad (!) \text{ 椭圆度}$$

形容词“正”及“负”考虑到相关的符号可以互换。专业方面在活塞直径上根据与承压侧/非承压侧轴确定的角度确定方向。如果直径较大相加项就作为“正”标识或者相反。

基础椭圆或双椭圆可以通过裙部长度相互独立分布，即改变其数值。在柔性的活塞裙部上（例如汽油发动机）椭圆度在柔性很强的裙部端部要比在裙部上部范围大。

频繁的优化任务在于，应废止围绕裙部周边很宽的承压图，并且中间范围应略微加强支承。利用公式（4-106）可以代入两个未知数 ΔD_{K1} 和 ΔD_{K2} 列出两个方程式。利用以下临界条件可以简单求解：

- 裙部圆周角度 $\phi = \alpha$ ，用于径向收缩应保持不变。
- 裙部圆周角度 $\phi = \beta$ ，径向收缩时围绕 ΔD 改变。

新计算的椭圆度数值为

$$\Delta D_{K1neu} = \Delta D_{K1alt} + (\Delta D_{K2neu} - \Delta D_{K2alt}) \frac{\sin^2 2\alpha}{\sin^2 \alpha} \quad (4-107)$$

$$\Delta D_{K2neu} = \frac{\Delta D \sin^2 \alpha}{\sin^2 2\alpha \sin^2 \beta - \sin^2 2\beta \sin^2 \alpha} + \Delta D_{K2alt} \quad (4-108)$$

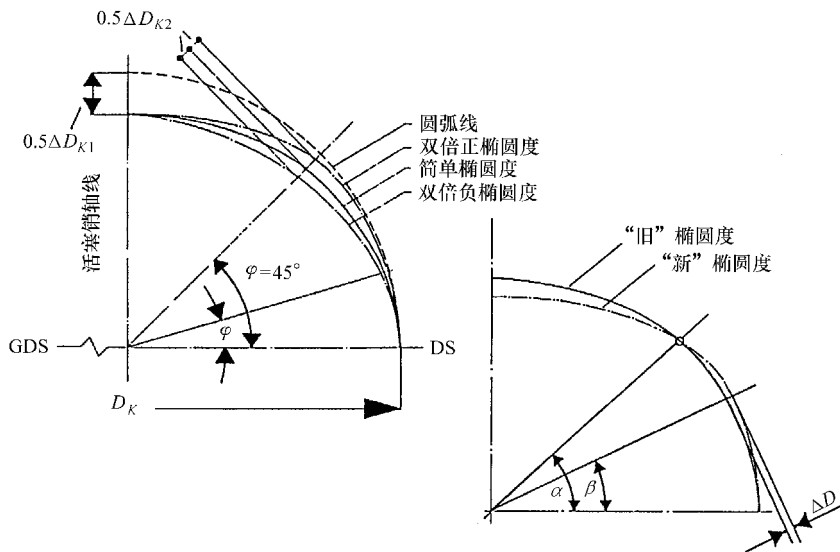


图 4.2-27 利用公式（4-107）及（4-108）椭圆度校正为例的
活塞椭圆度定义；乘用车发动机活塞裙部椭圆度为 1/10mm，叠加双椭圆度 1/100mm

图 4.2-27 原则上显示了其结果。应看出活塞裙部在内部范围由于均匀的承压椭圆度被“啃光”（与此平行的滑动间隙校正 = 考虑了受压侧/背压侧方向间隙扩

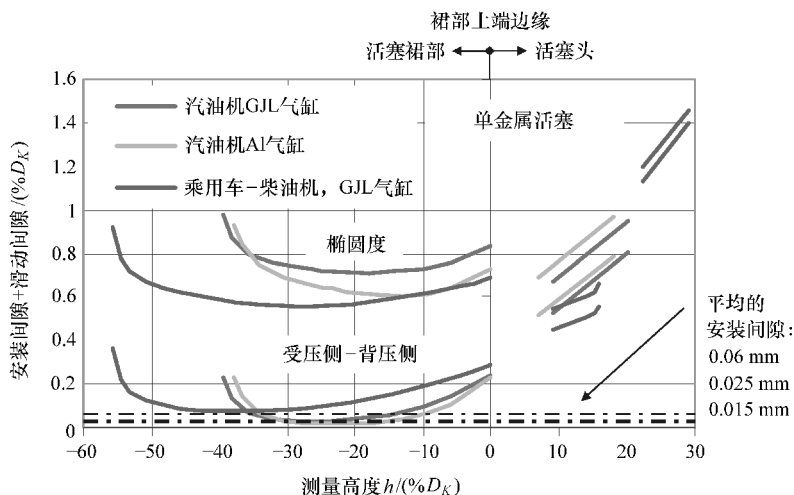


图 4.2-28 以乘用车发动机用单金属活塞为例的不同类型的燃烧方式以及气缸体/气缸材料对活塞安装间隙及滑动间隙的影响；间隙的近似值为活塞直径的百分比（注释：考虑到气缸不同的热膨胀的两个汽油发动机活塞裙部范围区别，即在头部范围总是符合个性设计的要求，但绝不是其原理本质）

大），并且在裙部外部范围（盒形及平底活塞的裙部摩擦面外侧）应缓和。这作为一个用于实施的示例是简单的，但是在实践中对于滑动间隙改进是非常有效的。图 4.2-28 显示了乘用车汽油发动机采用活塞-气缸的不同材料配合及乘用车柴油发动机活塞安装间隙及滑动间隙的情况。这些情况体现了技术进步。

4.2.4.5.2 活塞裙部柔性、椭圆度、承压面宽及塑性变形

一方面，由于噪声的原因尽可能选用较小的间隙；另一方面，为保证足够抗咬性，在每一次活塞开发中都体现出新的目标冲突。相对矛盾的要求必须广泛地通过裙部椭圆度及正确分布的裙部柔性进行平衡。正确的分布即为：直至裙部中心的径向刚性下降不要太大。缸壁范围很硬的承压及由此带来的咬住的危险，仅可通过较大的裙部椭圆度来避免，但这将会产生不利的很窄的承压面。

在工作中由于活塞的塑性变形会造成间隙扩大，这被称为“裙部下沉”。裙部下沉随着工作时间增大按对数法则增大。另外值得注意的是活塞在间隙中的滑动时，裙部存在张弛过程。

活塞裙部的塑性变形并不仅仅是由分力及其在纵向方向的负荷分布（见 3.3.8 节）决定的。它是由于在气体力下活塞的总变形造成的。此时活塞底部近似“围绕活塞销弯曲”。结果是推力侧和反推力侧的裙部端部向内挤压。

为了便于理解裙部柔性及椭圆度的相互作用，可以抽象出一个截面部分（水平截面）作为拱形的两侧夹紧的具有均匀荷重的支架。载荷分布越宽及越均匀，裙部中心及夹紧点上的弯矩形式的负荷就越小。这一基本事实在活塞设计中的实现

还可以对裙部下沉带来有利的影响。在实践中,这当然是作为非常困难的优化任务。为了明确说明裙部椭圆度对承压面宽度的影响应使用以下评估:

具有关系到直径的椭圆度 ΔD_K 的椭圆轮廓通过椭圆求近似值,其主拱顶上的曲率半径约为 (a 、 b 为椭圆的长、短半轴的长度)

$$R_K = \frac{b^2}{a} \approx \frac{D_K}{2} - \Delta D_K \quad (4-109)$$

缸孔相关的曲率半径忽视安装间隙,代入

$$R_Z \approx \frac{D_K}{2} \quad (4-110)$$

进行假设。

在第一个近似值中忽略润滑油膜,选择一个类似于接触问题的赫兹原理用于承压宽度的公式:

$$l \sim \sqrt{\frac{R_Z R_K}{R_Z - R_K}} \sim \sqrt{\frac{D_K}{2\Delta D_K} - 1} \quad (4-111)$$

如果割线 l 换算为相关的裙部圆周角度,并且考虑到实际应观察很小直至很大变化的椭圆度数值 $0.003 < \Delta D_K / D_K < 0.009$,在这一数值范围内,椭圆度数值的 $1/3$ 几乎与使承压范围翻倍。

4.2.5 活塞二次运动计算

与运动质量及其重心位置联系在一起,曲柄机构的运动学、气缸压力曲线以及局部摩擦在往复直线运动的方向产生巨大的力,以及与其垂直的附加的力矩迫使活塞横向及倾斜运动。这通常标识为活塞二次运动。考虑到活塞(及气缸)的热轮廓时实际的冷间隙与热间隙的间隙比,分力作用下活塞裙部的变形及在热状态时活塞和气缸的重叠(例如 GJL 气缸显示出来的),以及液压润滑膜的形成及其蒸发特性,都会影响到活塞的二次运动及其基本方式的后果。活塞二次运动与以下方面具有直接关联:

- 通过活塞头部的冲击或活塞裙部位置变换造成的活塞噪声→脉冲激励
- 湿式缸套外侧的气蚀
- 活塞、活塞环及气缸的磨损
- 活塞环密封性能→“泄漏”
- 机油耗→对活塞环工作性能的影响
→火力岸上边缘的“刮油”

考虑到缸孔热膨胀的活塞二次运动、活塞种类及结构形式以及滑动间隙之间的很紧密的联系是显而易见的。这样也存在对于通过接近于实际的模拟计算的计算预优化的期望,以便将用于确定正确活塞销偏心距的昂贵的发动机噪声试验限制在最小的限度。

[C51] 概述了计算模型历史发展情况。对这一工作的激励应追溯到早期的试验研究^[C52]。为了评价这一非常专业的主题范围,对于目前可用的计算模型的极限及所达到进步的其他重要来源及口头说法已经足够了。[C51] 中作为相对于以前的方法改进,考虑到了一个接近实际比例的弯曲的活塞裙部轮廓、活塞和连杆上的所有具有摩擦的位置、精确的活塞及连杆运动学以及活塞及连杆上的质量分布。此外当活塞接触面变化时起作用的简化形式的润滑膜衰减也包含在内。

此外,还有内燃机研究联合会(FVV)的计算模型[C53],此外也有一些活塞制造商的计算程序(见[C30, C54, C55]等的说明)。最新版程序的继续开发考虑了实际轮廓、由单点支承到多点支承的过渡以及弹性的裙部(如果要避免昂贵的裙部变形FEM计算的话,可以凭经验为基础;在进行比较的活塞上在不同的高度剖面上假设变形测量)。利用弹性裙部也可以模拟重叠。此外可以进行液压润滑油膜的积分的工作。

当今根据经验应用的程序由于与其相关的很高的开销还不适应于这一最终状态。这意味着,计算结果用于明显较刚性的柴油机活塞可做出较好的贡献。把裙部弹性计算在内是决定性的前提,以便可以在汽油机活塞上进行接近于实际的预计算。但是一些较粗的计算模型已经可以帮助,涉及噪声和气蚀根据分力曲线、接触点变换的时间点及次数、活塞倾斜角度及撞击在缸壁上传播的脉冲(动能改变)识别设计上可能出现的弱点并采取相应措施。

图4.2-29显示了具有单力支承的不考虑弹性的活塞备用模型,如同当今在活塞设计时给活塞设计师提供支持的模型一样^[C30, C54]。图4.2-30中显示了简化的典型的用于商用车柴油机活塞的分力曲线,活塞横向运动及倾斜角度以及用于在额定功率工作时的动能的改变。以下参数在图4.2-29中用图示明确说明:

$F_{Gas}, m_K g$ 气体力, 活塞重力

F_{KN-DS} 受压侧活塞法向力

F_{KNx-DS} 法向力的纵向分力

F_{KNy-DS} 法向力的横向分力 = 侧向力

F_{KN-GDS} 背压侧活塞垂直力 = 侧向力

F_{RDS} 活塞裙部受压侧摩擦力

F_{Rx-GDS} 活塞裙部背压侧摩擦力的 x 方向分力

F_{Ry-GDS} 活塞裙部背压侧摩擦力的 y 方向分力

F_{Rax} 活塞环工作面上的轴向摩擦力[⊖]

F_{Rrad} 环槽与活塞环侧面之间的径向摩擦力[⊖]

F_1, F_2 切向力(连杆纵向及横向力)

M_{RB} 活塞销摩擦力矩

⊖ 环组包括补偿环。

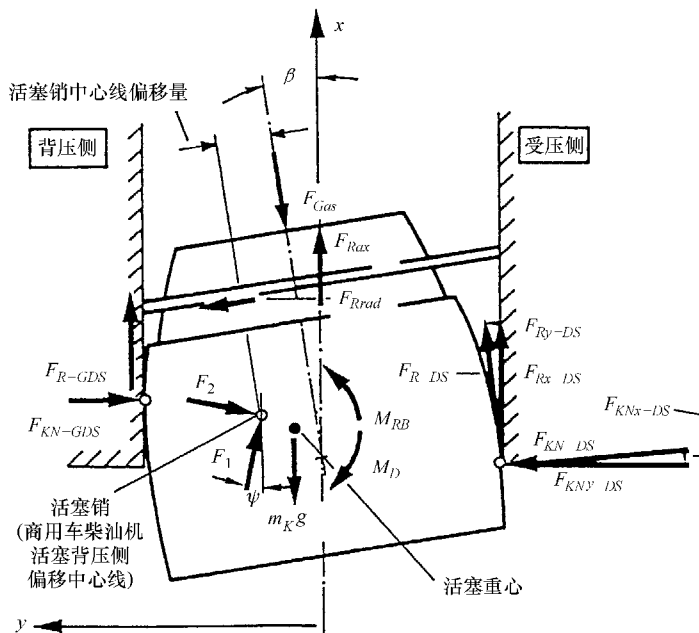
M_D 活塞裙部液力阻尼力矩

J_K 活塞的惯性矩

$\beta, \ddot{\beta}$ 活塞倾斜角, 活塞加速度

ψ 连杆倾斜角

$\ddot{x}_K, \ddot{y}_K$ 活塞行程运动方向及横向运动方向加速度



$$\text{力等式: } m_K \ddot{x}_K = \sum F_x \text{ und } m_K \ddot{y}_K = \sum F_y$$

$$\text{力矩等式: } J_K \ddot{\beta} = \sum M$$

图 4.2-29 未考虑裙部弹性的活塞横向运动惯用备用模型
(通过单力支承)^[C30, C54], 详细可参见 [C51]

4.2.6 活塞强度 CAE 计算

4.2.6.1 活塞 FEM 计算模型

除了活塞外部特征 (如直喷柴油发动机用活塞具有关键的凹坑边缘的活塞凹坑的形状, 环岸尺寸及与活塞销轴联系在一起的活塞销的正确的设计) 以外, 活塞的结构强度主要取决于其内部形状的精心设计。传统的计算方法由于几何形状的复杂而放弃了这一点。实际上只有当温度分布、局部变形及由此得出的局部出现的应力可以计算时, 活塞功能能力的预测才可能是可靠的。

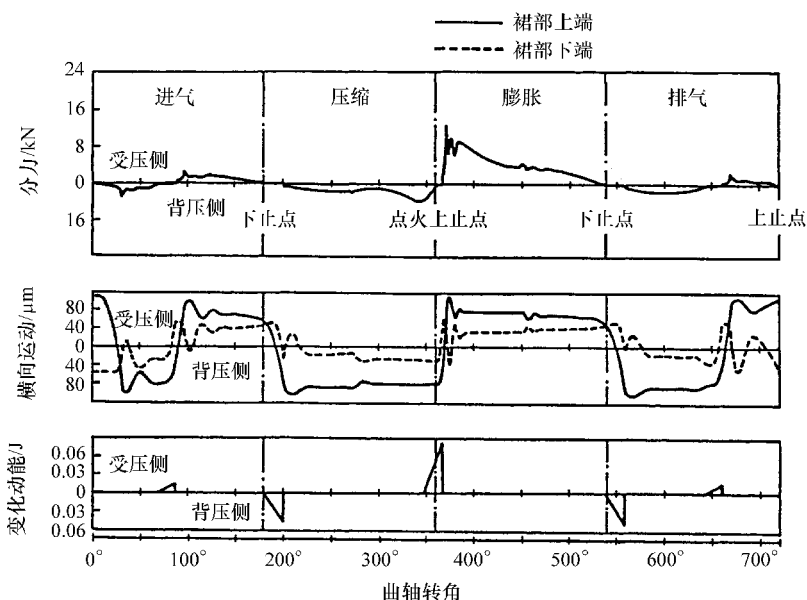


图 4.2-30 未详细确定的具有在额定功率工作时与受压侧有 1mm 偏心距的商用车柴油机活塞的分力曲线、横向运动、倾斜角度及动能变化的示例 ([C30, C54])

在活塞结构强度优化中有限元方法 (FEM) 长期以来就已经卓有成效地得到商业应用 [C30, C44, C47, C54, C56 – C61 等]。活塞制造商为此可以被视为普遍进行开发的领头羊。边界元素法 (BEM, 也被称之为“积分方程法”) 一时间也获得一定的意义。当然这个方法首先不适用于热条件下, 其功能受到一定的限制。最少的材料消耗和最大的结构强度的要求, 活塞制造商其软件的功能及其计算能力包括计算机的能力都应相互匹配, 同时还应注意到大量平行开展的活塞开发工作。当今活塞的一大部分在开发开始时就已经作为 FEM 计算的基础进行预优化。当然不用这些有力的辅助手段也能设计出功能性强的活塞, 以前使用绘图板, 后来又借助于 2D – CAD, 这一切都应归功于活塞制造商谨慎持久编制的设计标准。所有部分都参数化处理, 并在其结构上可以改变, 以便符合确定的要求。尺寸参数大多是给出活塞直径的百分比。特别有帮助的是 CAD 变量程序, 可以有效地塑造设计过程。这些存储的技术诀窍在许多活塞设计时均可取代详细的计算。

典型涉及一定的元素类型的简化模型用于连杆 FEM 计算。总的来说, 众所周知, 有许多具有相应特性的元素类型可供使用 (见 4.5.4.1 节的图 4.5-30)。交点的节点及其连接线描述了基本的几何体。离散化的零件结构由单个交点和中间交点——只要在一定的元素类型中具有的话——的坐标组成。输入数据的处理、网格设计都借助于预处理器完成。采用借助于合适的接口 (例如 STL) 的 CAD 系统 3D 设计数据的自动网格设计在此期间已是当今的技术水平。当然这一结构并不能满足所有的要求。为此在结构的部分范围还要补充匹配元素的大小。

在活塞的 FEM 计算时应与活塞销一起作为一个单元考虑 (图 4.2-31)。对称的 90° 的扇面足够了, 这样可以缩短计算时间。实际计算以后应处理计算结果 (图解), 这与巨大的开销是关联的。由后置处理程序完成。

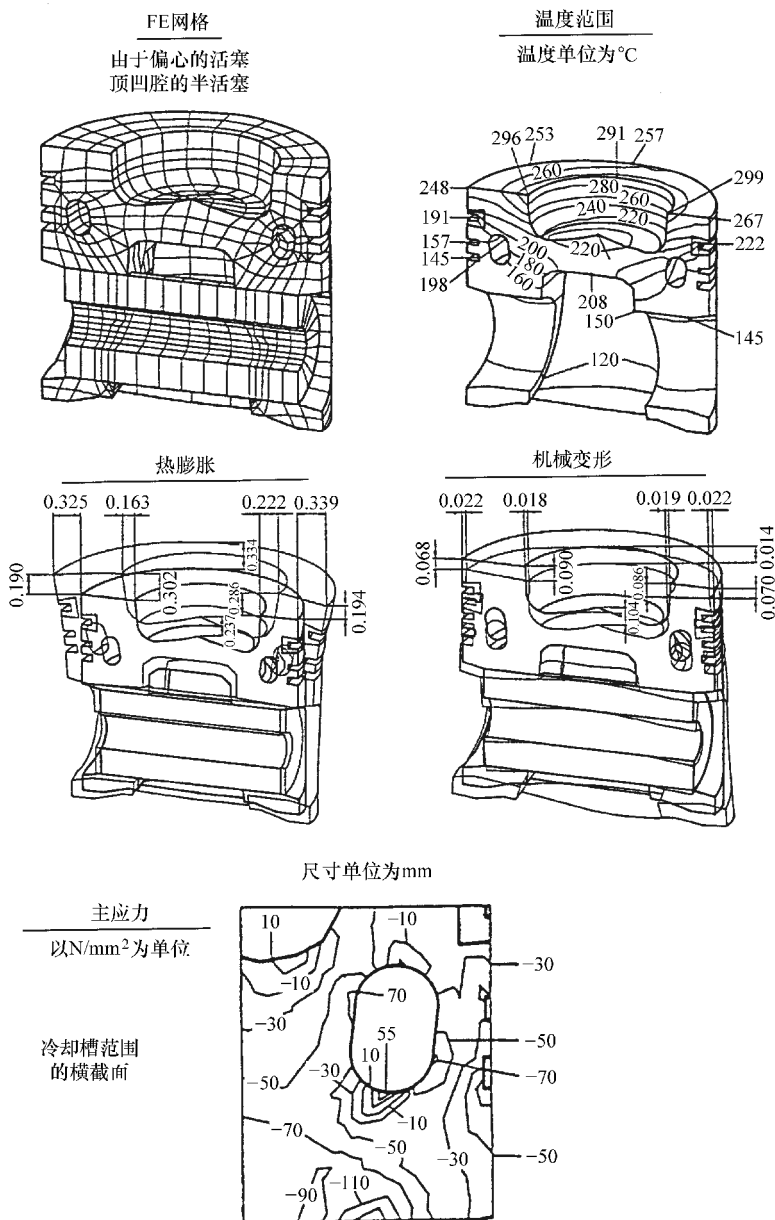


图 4.2-31 活塞 FEM 计算结果一览 (以前的计算示例: 商用车直喷柴油发动机用冷却油道活塞, 此处爆发压力还适度, $P_z = 135\text{bar}$) 上左: FE 网格; 上右: 全负荷及额定功率时等温线; 中左: 在同一工况时的热变形; 中右: 由于爆发压力的变形; 下: 冷却油道范围最大主应力 (借助于计算标识在下冷却槽拱顶不允许出现大的拉应力) [CS4]

考虑到存储器预留位置及计算时间所进行的实际结构的分解决定了数学意义上的计算精度, 临界条件的选择及局部的影响对于结果具有说服力。

对于活塞, 既具有热力学临界条件又具有力学临界条件。力学临界条件是爆发压力及其时间过程, 对活塞顶、火力岸及环岸施加负荷。如果应将侧向力负荷计算在内的话, 还必须估计连杆以及气缸壁的作用力。热力学临界条件基于施加在活塞顶及火力岸上的燃烧气体的温度。如同输送的热能量具有相同的意义的是通过活塞环和活塞裙部散发到活塞销上的热能量。但是在润滑油方面特别是在冷却油道或由一个在曲轴箱上布置的喷嘴喷射的内轮廓也会传递值得一提的热量。当时的热量传递及其结果, 是否还需要采取附加的冷却措施, 因此成为计算的重要临界条件。

导热系数也可以由温度测量导出。此外视不同任务要求材料特性参数 (如弹性模量、密度、比热容、导热系数及热膨胀系数) 及其温度依赖性都必须是已知的, 特别是应力与膨胀及温度的关系。考虑到温度依赖性及背离纯胡克材料特性计算是非线性的。

计算分为两步进行。首先计算活塞温度。根据温度场确定热膨胀 (热变形), 借此重又求得局部起作用的热应力。机械变形单独计算, 此时当然是基于热变形的几何形状 (在与用应变片的测量比较时“冷”几何形状是重要的)。由变形可以推论出局部作用的应力。对于网格的每一个节点都有温度值及 3 坐标轴方向变形及详细给出的应力张量 (换算为主应力), 可供后置处理器使用。

4.2.6.2 活塞热负荷

图 4.2-31 显示了直喷柴油发动机具有冷却油道的活塞的非均匀温度分布。如同前面已经叙述的, 应按现行的准则识别适当的爆发压力, 关系到以前的计算结果, 当然不失去其原理上的表达力。最高的温度按希望应在凹坑边缘处达到。在热稳定状态下活塞中的温度分布应设定为, 流进及流出的热流总和等于零。应作为临界条件总结的活塞包络线穿过的热流的数量及位置以及活塞中的温度场具有紧密的关联。对于稳定状态温度场, 用均匀的拉普拉斯微分方程式描述, 仅用于解几何形状简单的物体:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (4-112)$$

式中, T 是绝对温度; x 、 y 及 z 为区域坐标。用于复杂物体的多维温度场因此必须用近似法, 例如 FEM 或 FDM (Finite - Differenzen - Methode)。

在不稳定的比例时的能量平衡用导热的傅里叶方程式描述。这说明在现有的热源 $\dot{Q}'''$ 时 (每体积 V 的热流 Q), 由此产生的热量必须等于存储的并通过表面由于导热流动的热量 (对于 $\dot{Q}''' = 0$ 温度场无源):

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{Q}''' = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (4-113)$$

此时在最普遍的情况下 $\lambda = \lambda(x, y, z, T)$ 。如果仅观察一个尺寸, 也可以以 $\dot{Q}/A = -\lambda dT/dx$ 的形式给出傅里叶方程式。在结构中适用导热规律, 在热过渡的边界上。在给出的热代入时确定以导热系数 λ 形式的依赖于温度的材料特性值 (稳定状态时的稳定温度场) 以及比热容 c_p 及密度 ρ (不稳定温度场), 导热截面 A 及可导走的热量 (对于局部导热系数、表面温度冷却液温度以及环境温度是重要的) 以及零件上的温度分布。

在应用 FEM 时, 拉普拉斯微分方程式在确定领域通过网格描述, 用于规定的临界条件的解答。微分方程式为此在等量的变化任务中, 即在相关的积分问题中变换。在 FDM 的情况下, 拉普拉斯微分方程式通过微分方程式的系统离散。诚然这关系到适应性较小的点格, 这些点格来近似零件几何形状。拉普拉斯微分方程式要求, 在稳态时局部温度梯度不再变化。不平衡的热平衡根据热量 ($\sim c_p \rho$) 决定局部温度变化, 随后也引起梯度变化。

不均匀的温度分布造成局部不同的热膨胀, 由于设定的温度梯度, 活塞头部要比活塞裙部的膨胀更强 (图 4.2-31)。纵向膨胀, 即压缩高度的扩大, 以及直径的增加, 特别是在火力岸及上裙部范围必须通过相应较大的规定间隙进行结构上的控制。不均匀的热膨胀产生热应力, 在恒定保持的工况时不改变。

这允许借助于导热系数在局部及时间上与燃烧室部分表面相配合, 虽然在详细观察时接近表面的范围会出现温度振荡^[C30, C62]。借助于实际的过程计算燃烧气体的局部平均温度的时间曲线是众所周知的, 利用局部平均的导热系数, 例如按照沃施尼的方程式^[C63], 计算瞬间侵入到活塞顶上的热量。利用关于工作循环的积分可以获得局部及时间上平均的导热系数以及热流。活塞顶的平均温度也可以根据经验值相对精确地估计。不稳定的导热问题在一个能量等值的稳定过程中以在燃烧气体与活塞顶之间平均的温度差的形式用具有代表性的导热系数验证。特别是涉及活塞冷却时的边界条件, 应借助于当前的温度测量结果在活塞上分配散热, 使由测量求得的等温曲线更接近。根据测量结果的计算校正, 如果缺少用于计算可直接使用的数据是不能到处应用的。

图 4.2-32 显示了活塞上的热流分布。这是引人注意的, 在无冷却的活塞上由活塞环更多承担的散热的任务, 如何转移给润滑油的冷却。

图 4.2-33 阐明了如果设计参数变化, 温度区将如何改变^[C61]。活塞顶中心以及第一环槽上的温度提升在所描述的轻量化型活塞上没有比相关的量产活塞上特别的高。活塞销轴高负荷的上拱顶在轻型活塞上同时也是活塞顶最热的内侧。与温度相关的润滑油的积炭应计算在内。

原则上活塞的润滑冷却具有许多种可能性。图 4.2-34^[C32] 进行了很好的概述, 所描述的原理很少注意到对过去的柴油机活塞的描述。乘用车及商用车柴油机活塞内部喷射以及由于振荡作用仅部分填满的冷却油道在此不再赘述。供油通过一个固定在缸体上的喷嘴完成。在技术上虽然经过改良的带有浇铸冷却盘管的大活塞的供

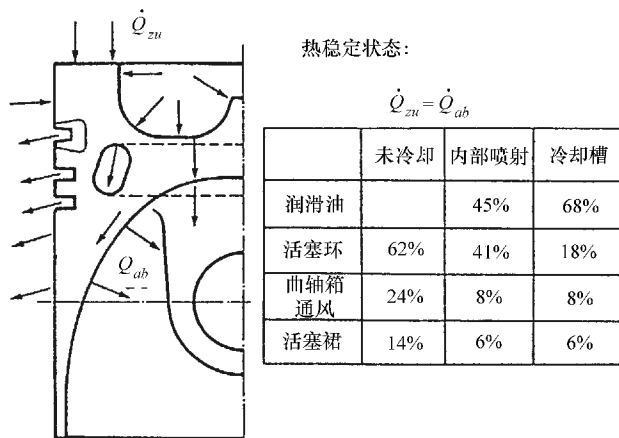
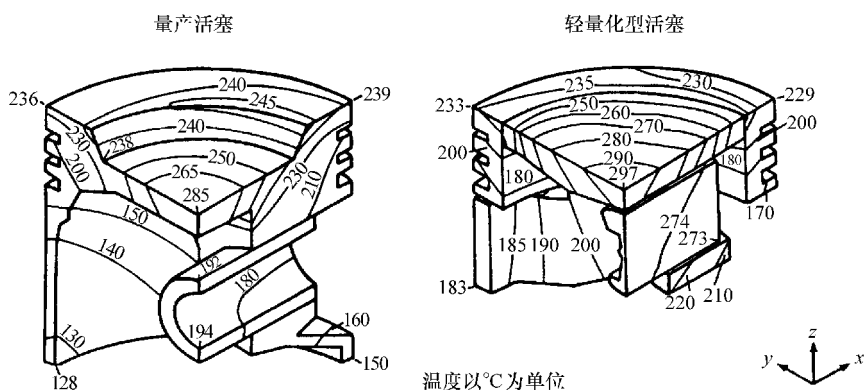
图 4.2-32 活塞上的热流分布^[C30]

图 4.2-33 汽油发动机量产活塞与轻量化型活塞温度区的比较；假设气缸壁及润滑油的燃烧气体的温度为 800℃、110℃ 以及 90℃，燃烧室一侧的导热系数为 60W/m²K^[C61]；轻量化型活塞不是具有最小压缩高度的量产形式

油是通过连杆及活塞销封闭的内孔供油冷却的。组合冷却腔式活塞原理上具有各种各样的供油的可能性，例如：通过连杆及附加的滑块或很少使用的称之为“长号”的冷却油管。在快速发动机上一般使用传统的喷嘴达到的接收率很高，以至于不必要采用其他技术解决方案。

4.2.6.3 活塞应力场及温度场

如果不考虑活塞顶上接近于表面的范围，动态工作期间活塞中的热应力大约为恒定的，在一个工作循环中，由活塞力引起的机械负荷会发生变化。材料负荷通过

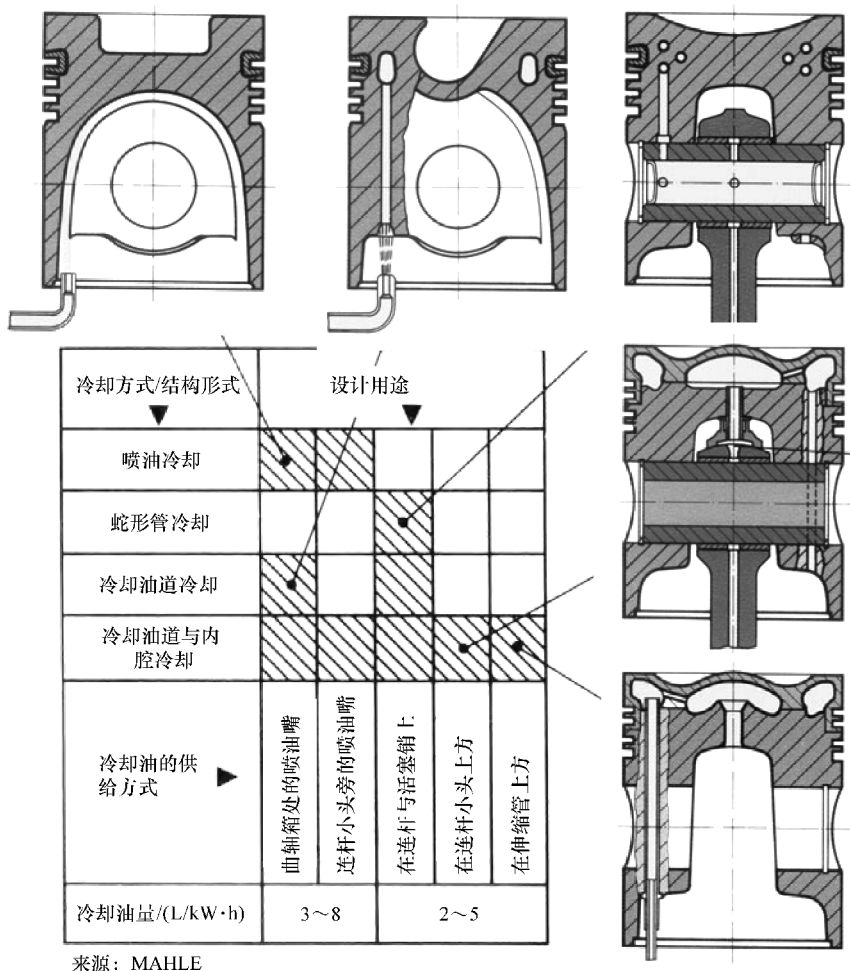


图 4.2-34 活塞润滑油冷却的原理 (引用自 [C32])

恒定应力 σ_{therm} 及变化的应力 σ_{mec} 叠加得出。对于涉及活塞合金和温度的用于通过与疲劳强度曲线图相比评价疲劳强度的平均应力 σ_m 和应力振幅 σ_a 计算如下:

$$\sigma_m = \sigma_{therm} + \frac{\sigma_{mec}}{2} \quad (4-114)$$

以及

$$\sigma_a = \pm \frac{\sigma_{mec}}{2} \quad (4-115)$$

所说的应力在机械负荷时涉及 3 个主要应力中最大的应力。为了获得这一应力, 必须首先实现应力张量的主轴变换的结果 (剪应力消失)。所属的热应力通过热应力张量的坐标变换在机械应力的主轴方向得出。这一行动可以扩展到比较应力

的计算中。引用的公式适用于相对于气体力可忽略的惯性力。如果不是这种情况,即应注意在惯性力决定的曲柄转角范围的仅由惯性力产生的负荷,应在 σ_{mec1} (惯性力产生的应力)和 σ_{mec2} (由气体力和惯性力产生的应力)之间进行区分。在上限及下限应力时这一事实也应相应考虑到。

在特别高负荷的范围,通过网格局部细化可以改进计算精度,不是用于变形计算,而是经常必须用于应力计算。这一应力关键的范围可以由一个不轻便的大模型“切割出来”。由大模型已知的边界条件会对精细的切面产生影响。这被称为切口计算。

活塞范围的 FEM 计算具有特殊的意义,特别是在必须预优化的高负荷范围或者出现疲劳强度问题的区域[特别是在排放优化的柴油机活塞(直喷喷油器)收缩的凹坑边缘上,冷却油道,活塞销孔及活塞销支承等危险区域]。[C44]中指出了加强销孔措施的不利的相互作用,例如卸载槽及成型销孔(压力分布改变),或者利用凹坑边缘应力对排放有利的较短的火力岸(减小的径向力加载)。有意义的是,例如[C60]中连杆由上面通过的形式。这在那里提及的情况时是非常必要的,以便借助于较小的孔间隔降低乘用车涡轮增压柴油发动机活塞销孔支承上的应力以及活塞销的边缘压力。借助于计算优化可以获得证据。

强度计算的目的是获得工作强度最终准确的证明。应以求得尽可能接近于实际的温度和应力分布,以及同样重要的是考虑到非线性材料特性——塑性的广泛可靠的材料数据基础为基础。这样相关活塞材料局部的、取决于温度的特性在考虑到加工方法的影响(铸造、锻造)以及热处理时都应是已知的。HCF 和 TMF 以及 LCF 之间具有不同。HCF 用于高周疲劳循环,著名的动态强度值,以沃勒尔曲线为基础并汇总在疲劳强度曲线图(DFS)中。如同在其他地方已经说明的,TMF 用于热力学,LCF 用于低周疲劳循环,即材料疲劳是通过“缓慢的”随工况较大的变化一同出现的负载循环。局部加热即冷却持续的变换通过零件塑性负荷最终会导致裂纹的形成(例如:活塞凹坑边缘)。

工作强度计算的结果——在此不用考虑到细节(见 4.6.5 节)——作为针对零件证明的安全性局部的分布的证明。首先由局部应力预相关 DFS 的比较得出安全系数(要求 $S \geq 1$)。实际的工作强度计算当然以考虑到局部适用的沃勒尔曲线的故障累加为基础。图 4.2-35(见彩插)以现代汽油发动机用轻型结构活塞为例显示了在一定计算载荷下局部安全性的分布。

4.2.6.4 活塞有限元计算

4.2.6.4.1 活塞表面油膜计算

活塞销轴的负荷很强地取决于是否构成液力润滑油膜或缺少润滑,完全不考虑不允许的很大的活塞销变形,与传统的活塞销计算联系在一起已经提及过。如果在计算模型中考虑到润滑油膜的话^[C47],FEM 为实际提供非常接近的结果。除偶然外大多数计算结果都是来源于大活塞的范围。

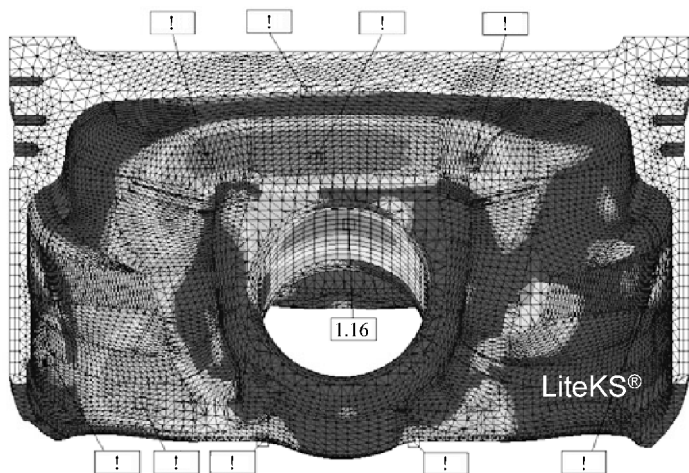


图 4.2-35 以现代汽油发动机用轻型结构活塞 (LiteKS®) 为例在确定的设计负荷下针对过负荷的局部安全性的分布 (“红色”关键, “黄-绿色”较大的安全性, “蓝色”较小的负荷) (引自施密特活塞有限公司的技术资料)

为了能够获取应力, 用于总结构选择的解法通常都很粗糙。使用在节点之间带有与此相应很多中间节点的元素, 但是也具有需要很长运算时间的缺点。因此只有使用如同在其他地方提及的在关键的范围 (此处为销轴及活塞销) 观察相应很细集中的结构切口才是有帮助的。变形对此产生主要影响 (常见的是总结构的变形)。计算如下进行^[C47]:

- 活塞的相对位置及相对速度与压力分布之间的关联由雷诺数微分方程式提供。首先是假设作用的力对于面积分是等量的。缝隙几何形状通过销子及销孔的变形理解。

- 利用作用在销子上的气体力、惯性力及液力求解销子的运动公式 (动量定理)。由此得出实际销子相对运动和当时压力分布的结论。

- 活塞销的结构在网格中由压力分布替代。机械的附加应力可以在接下来的计算中确定。总负荷又由叠加得出。

图 4.2-36 及图 4.2-37 深刻地显示了, 润滑油膜是如何在孔内部降低很高的赫兹压力的应力峰值。销子足够的润滑以及高负荷时润滑油膜的形状分布 (“成型销孔”) 的意义是不能更好地取代的。

4.2.6.4.2 活塞销变形计算

考虑到在传统计算时求得活塞销变形的简化在 4.2.4.2 节中进行明确说明。事实上根据 FEM 计算显示出, 弯曲线在负载情况之前与两侧作用的夹紧力矩类似, 以及椭圆变形仅在连杆小孔范围是接近于恒定的。在剪切范围众所周知达到其最高

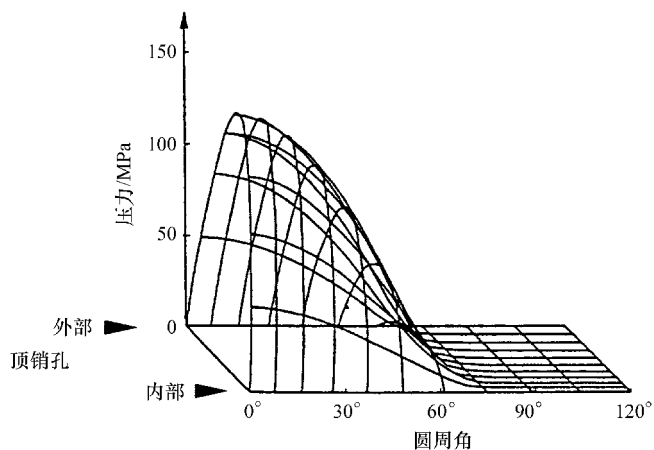


图 4.2-36 上止点后销孔中的润滑油膜压力的轴线测定的描述 (特殊计算结果引自于 [C47])

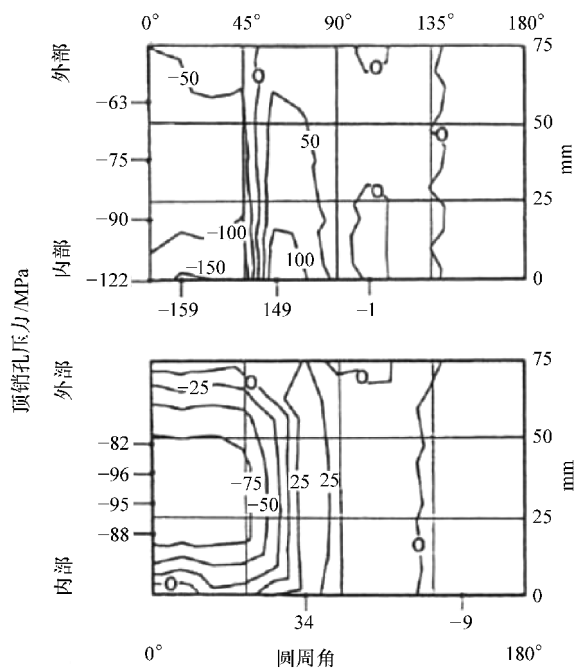


图 4.2-37 展开描述的销轴销孔中的最大主应力曲线; 应力依据如同图 4.2-36 中相同的负荷数据 (特殊计算结果引自于 [C47])

值。至活塞销端部椭圆变形很强地减弱, 如同在为证明内锥销时已经提及的一样 (图 4.2-38) [C46, C48]。

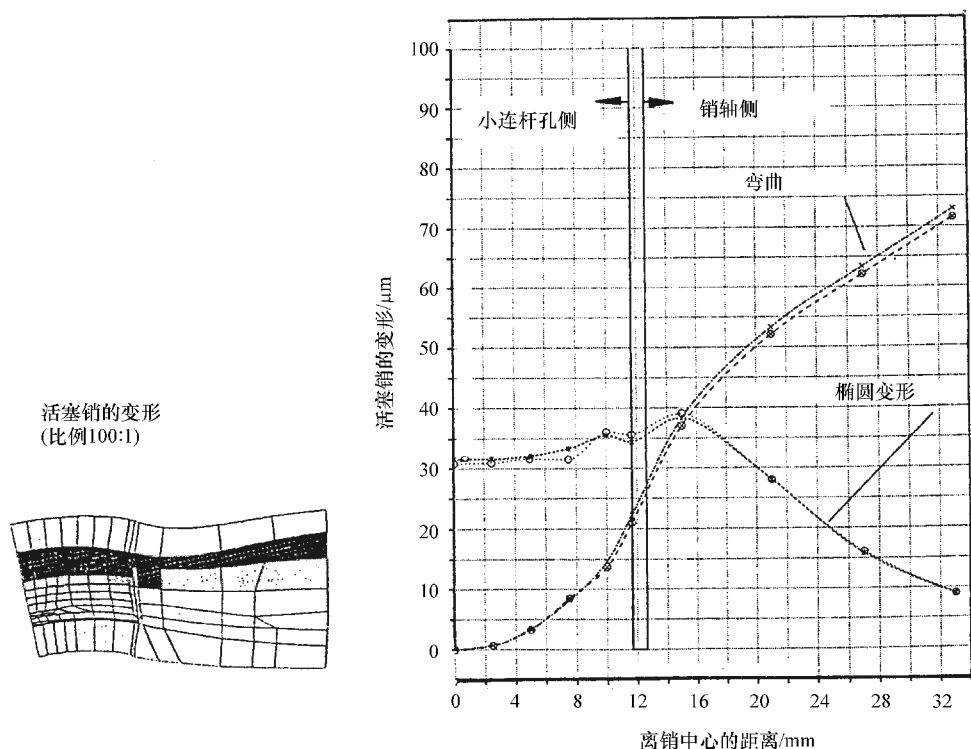


图 4.2-38 一个活塞销的两个不重要的相互差异的设计形式的弯曲

及椭圆变形的 FEM 计算示例（具有高功率的摩托车发动机）（弯曲，优先通过弹性变形的侧咬的销轴支承，如同传统计算一样，在特别高的量级，也没有与极限值相应的测量特性曲线很高）（引自 [C48]）

4.2.6.4.3 活塞 CAE 计算流程

类似于用于其他发动机部件或总成，越来越多的 CAE 系统得到应用，其模块化结构及用户喜欢的“界面”在设计时以及在修改时对用户来说意味着高效的支持。恰好在活塞设计时一些非常矛盾的要求，由于其关系的复杂性几乎不能允许立刻了解所有相互作用。具有能力的 CAE 系统的模式，例如在图 4.2-39 中介绍的，在此可以快速提供具有功能的产品的定量结果（[C64]）。

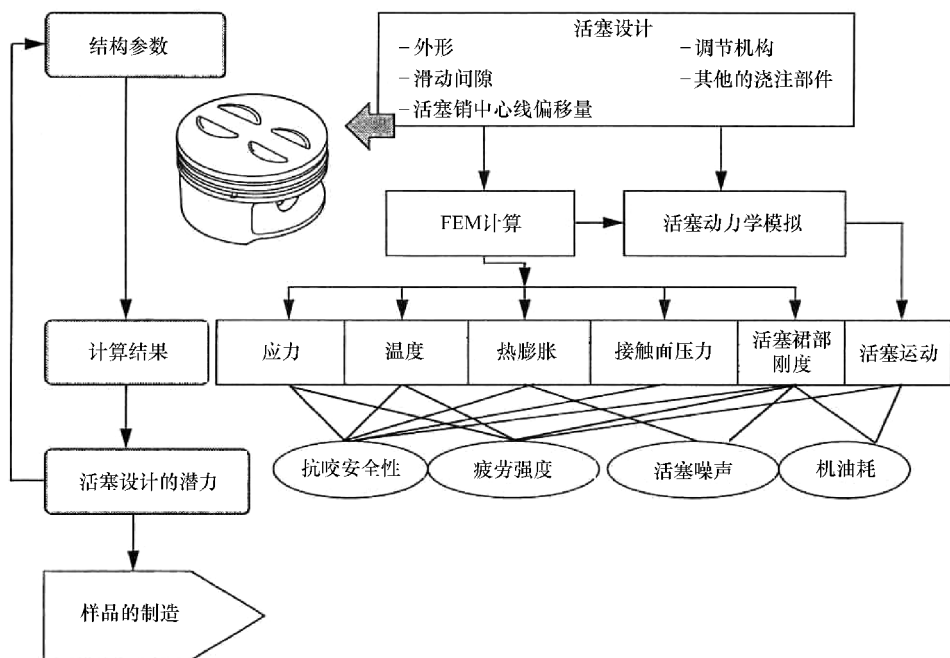


图 4.2-39 活塞设计用 CAE 系统（按 [C64]）

4.3 活塞环

4.3.1 活塞环计算

活塞环组可靠的功能至今还未能足够精确地预测。活塞环按照功能的要求进行选择并在发动机试验中进行检验。结构及工艺决定的特征具有特殊的意义。此外几乎没有其他的发动机部件像它这样，制造精度起到决定性的作用。

对活塞环领域的计算及与活塞的共同作用的研究已经取得较大的进步。弹性力学、活塞环动力学（环运动）、工作面上的流体力学及关系到环侧面以及迷宫式密封中的气体动力学都集成在整个模拟模型中。在此期间经过进一步的开发，对计算的基本关系进行澄清，并在一种情况或另一种情况时可以采取具体的预优化。在实践中润滑油耗和气流（“泄漏”）对较小的系统改变起反应的敏感性对于经验意味着一个很宽的活动区域。但是恰当的措施确定了方向，只要详细概览这些关联，在总是想象的物理过程中，以便至少在质量上与理论达成协调一致。但是大多在数量上缺少协调一致。总的来说涉及非常专业的材料。因此目前的计算可能性只能描述其基本特征。

4.3.2 功能及设计要求

活塞环看似只是一个简单的零件，但是实际上却相反。在与活塞的共同作用中，活塞环根据其功能，对润滑油耗及流通量（泄漏）具有决定性的影响。这两点是取决于特性曲线的并且不考虑磨合是随着增加的磨损而恶化的数值，并且会相互造成影响。控制这一点主要在功能上是重要的，并且是开发过程中发动机试验的实际任务。此外活塞环在活塞摩擦方面具有实际的份额（超过 50% [D1]）。活塞环需满足以下功能：

- 燃烧室相对于气缸体的密封（漏气）
- 控制润滑油耗：刮油，曲轴箱相对于燃烧室的密封（漏油）
- 将经燃烧室进入到活塞中的热量排到缸壁上（良好的导热特性）
- 足够的特殊工况（急停、起动等）的抗擦伤能力

除了保持功能以外尽可能低的摩擦损失，较低的磨损以及功能的长期保证是实际的附加要求。

活塞环如果没有同活塞相适应的特性，例如：足够的直线导向性，环槽及环岸范围功能重要的特征以及特别是在第 1 道环槽上的温度允许限值，是不能完成其功能的。同样地，活塞环缺乏与活塞相配合的特性或有较大的质量缺陷，通过活塞上特殊的设计措施（如活塞方面降低漏气量的措施）仅能得到有限的补偿。

此外不应忘记的还有第 3 个伙伴，即气缸。主要的影响数值是气缸变形（圆度与圆柱度误差）以及气缸工作面珩磨的质量。很差的珩磨以及由于活塞上下运动产生的摩擦力造成及由温度决定的挠曲会使活塞环及活塞总的来说很难达到所要求的功能，详见图 4.3-1 中的示例。

活塞环（大活塞除外，当今通常为 3 环一组）构成了一个具有任务分工的整体。分为压缩环、刮油环及可以有限制地承担这两种功能的环。

如果涉及许多不同类型的活塞环时，应参阅活塞环供应商手册（例如 [D2, D3]）以及 ISO6621 ~ 6627 号标准。

活塞环应考虑到工作时的负荷以及关系到非调质及调质的灰铸铁（GJL/GJS）或钢材所提出的关于磨损的要求进行制造。此外还应使用专门的表面处理及涂层。与气缸材料的兼容性，即：很低的咬粘倾向，以及特别是在柴油发动机上很高的防擦伤的安全性是重要的边界条件。采用了硬镀铬工艺（选用：特殊研磨、气道镀铬）及带有填充氧化铝颗粒的铬陶瓷涂层以及铬金刚砂涂层，火焰喷钼涂层，等离子喷镀金属（钼）以及金属陶瓷镀层，此外，利用 PVD（物理蒸发沉淀）方法分离的钛和铬的氮化物以及利用 HVOF（高速火焰喷镀）分离的具有高含碳量的金属。铬钢制的钢活塞环作为代用铬涂层钢活塞环可以渗氮及碳氮共渗处理。对于特殊的应用还可以将环侧面镀铬。磷化处理、镀锌及镀铜主要作为研配的辅助手段。

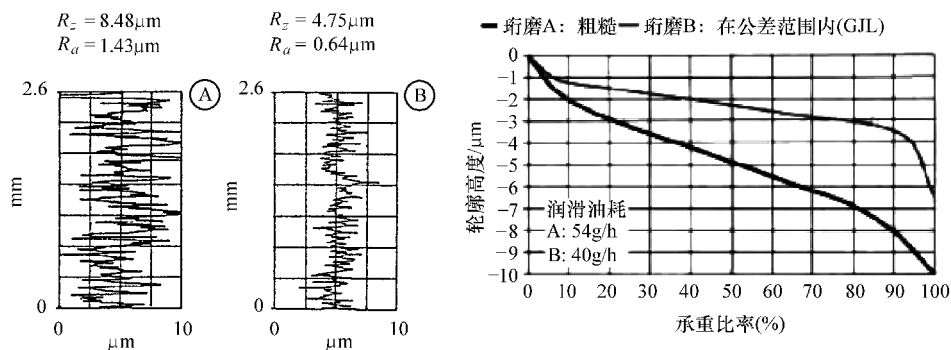


图 4.3-1 上图：一台带有涡流燃烧室的 1.8L 涡轮增压柴油发动机在额定功率工作时缸孔珩磨对油耗的影响（活塞施密特股份公司，如今的活塞施密特匹尔堡股份公司/KS 活塞施密特有限公司）；下图：一个直列 4 缸的由温度决定的气缸挠曲（在此未描述颜色分层的温度范围）（按里卡多资料）

对于活塞环功能的弹性力学特性及其影响具有基本意义的是环截面的几何形状以及轴向高度与径向厚度之比（参见活塞及活塞环制造商的研究及建议）。图 4.3-2 显示了通常使用的压缩环和刮油环的一览，以及有限制满足这两项功能的环。“横截面干扰”，即：在夹紧状态具有故意扭曲特性的不对称的横截面 [D4]（也被称之为“扭曲环”），通过加工内倒角或内阶梯角这一重要的措施，可以使油耗及泄漏量（漏气）可以向期望的方向努力。原则上在正负扭曲环之间进行区分 [D4~D7]（见 4.3.4.5 节）。

环工作面也具有由功能决定的不同的型面。常用的压缩环为桶状对称及不对称的形状（必要时附加在下面研磨）或者锥面形状（在斜面范围具有设定角度的倾斜工作面）。

活塞环如果具有与活塞完全不同的目的，在详尽的观察中为“椭圆”或在一定情况下是圆的。可以使用正负椭圆度，以便强制期望的径向压力分布。

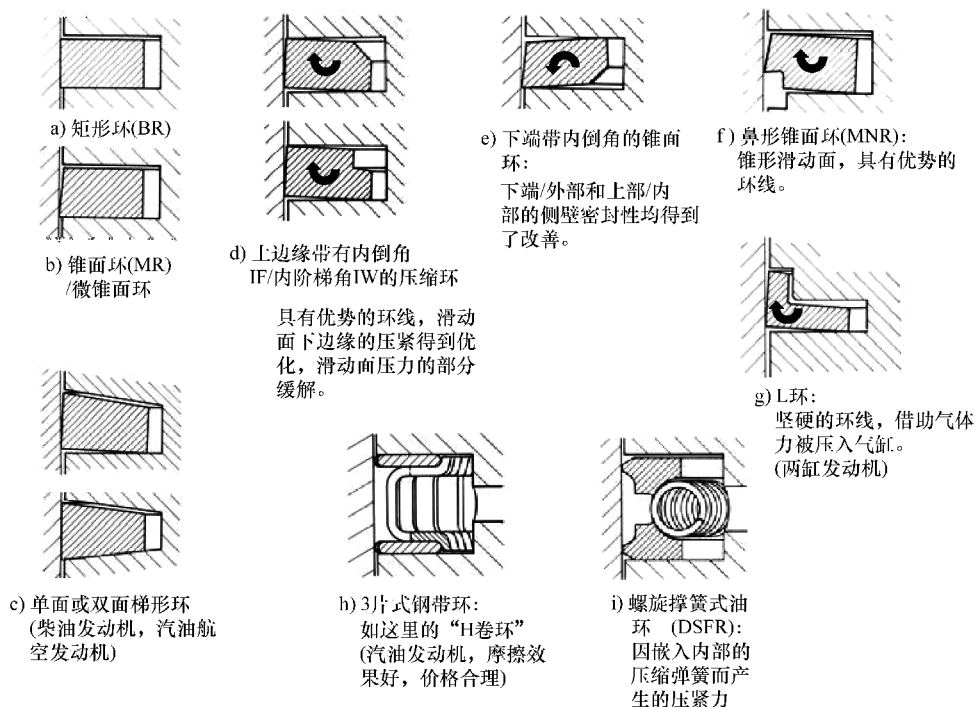


图 4.3-2 压缩环: a) (汽油机用) 及 c) (柴油机用) 以及具有一定的切口, 如果需要的话:
b), d) (汽油机) 及 g) (二冲程发动机); 刮油环:
h), i); 以及有限制满足两种功能的活塞环 b)、e) 及 f)

4.3.3 活塞环受力分析

由在活塞环上作用的气体力、环预应力及通过活塞运动强加的惯性作用产生确定活塞环特性的力及力矩 (图 4.3-3)。

除了活塞环预应力以外所有在轴向或径向方向起作用的力都是曲柄角度的函数。在径向方向用于支撑预应力及施加在环背上的气体力, 必须在润滑油膜中形成足够的液力压力。此外还有被称为环侧摩擦, 影响到由于在活塞环与活塞之间出现相对运动的活塞二次运动。在轴向方向压差、惯量以及相对于运动方向作用的液力润滑油膜的摩擦力是工作面上决定的数值。就压差来说, 由于活塞环密封系统一定的透气性包括在中间环岸区域形成在第一环上相对于压力的不同的和在时间上延迟的中间环岸压力 (第一环和第二环之间中间环岸区域中的压力)。每一个活塞环上的力及力矩的总和会造成径向及轴向的运动以及环槽中的扭曲/扭转。此外活塞环还会倾向于, 活塞环切口位移、局部“扭曲”及扭转以及在环槽中翻转。

为了达到所要求的密封作用, 活塞环应尽可能好地贴紧在环槽面及缸壁上。可避免的浮起以及接触面变换, 以及由此决定的中间环岸区域压力必须部分抵消作用

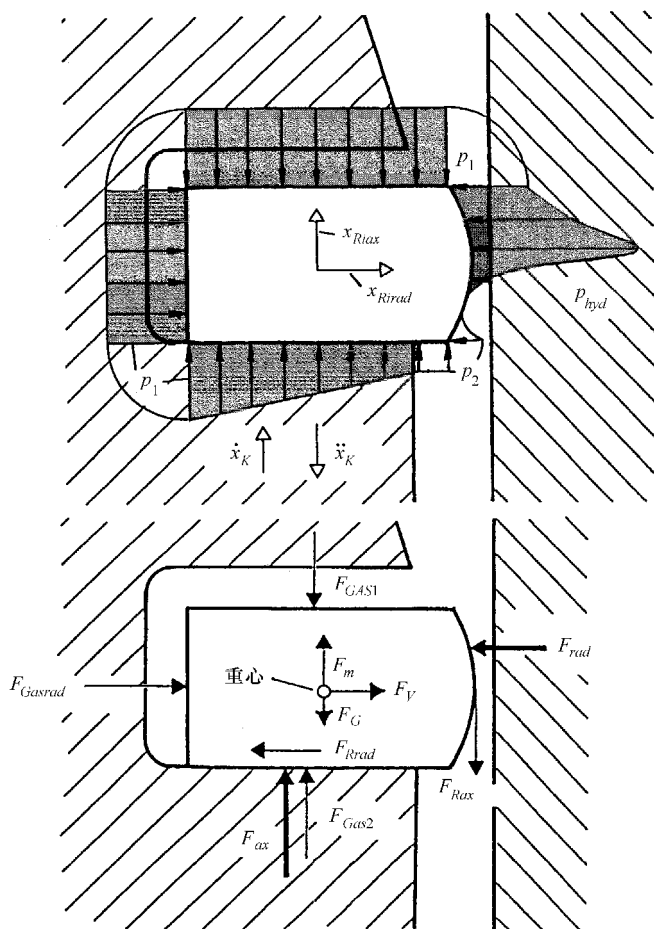


图 4.3-3 活塞环上的力及压应力分布

在第一环上的气缸压力并因此支持并克制惯性作用。如同在图 4.3-4 中所见，中间环岸压力在燃烧室侧的压力爆发时可能升高（参见 [D7]）。这可能造成浮起或完全的接触面变换。其后果是由中间环范围中的回流流入到燃烧室中，对润滑油耗起到负面作用并因此造成 HC 排放以及在柴油发动机上的颗粒物排放。为了尽可能好地掌握这一过程，将对中间环岸压力的控制称之为“压力平衡”。

发动机的工作状态，也就是负荷与转速，决定了活塞环的运动特性。考虑到轴向运动柴油发动机和汽油发动机一样遵循相同的物理法则。但是不同之处在于，后者由经验决定仅出现绝对小的压力，并且由于部分负荷工况时的节流还会大大降低。在发动机万有特性中原则上区分为两个范围。在低转速及中转速时活塞环的惯性力作用不是很大，因此压力也是标准的。如果中间环岸压力提高，第一环倾向于浮起，导致前面提及的向燃烧室中窜气。较高的转速时惯性提高，致使第二环首先

浮起，这会导致相反方向向曲轴箱中的窜气。由于压力补偿使第一环稳定保持在下侧面并保留其密封作用。设定在这期望特征时的转速在全负荷时移动到平均直至较高的转速。为所有万有特性点造出最佳的“活塞环运动模型”几乎是不可能的。

IDI柴油发动机

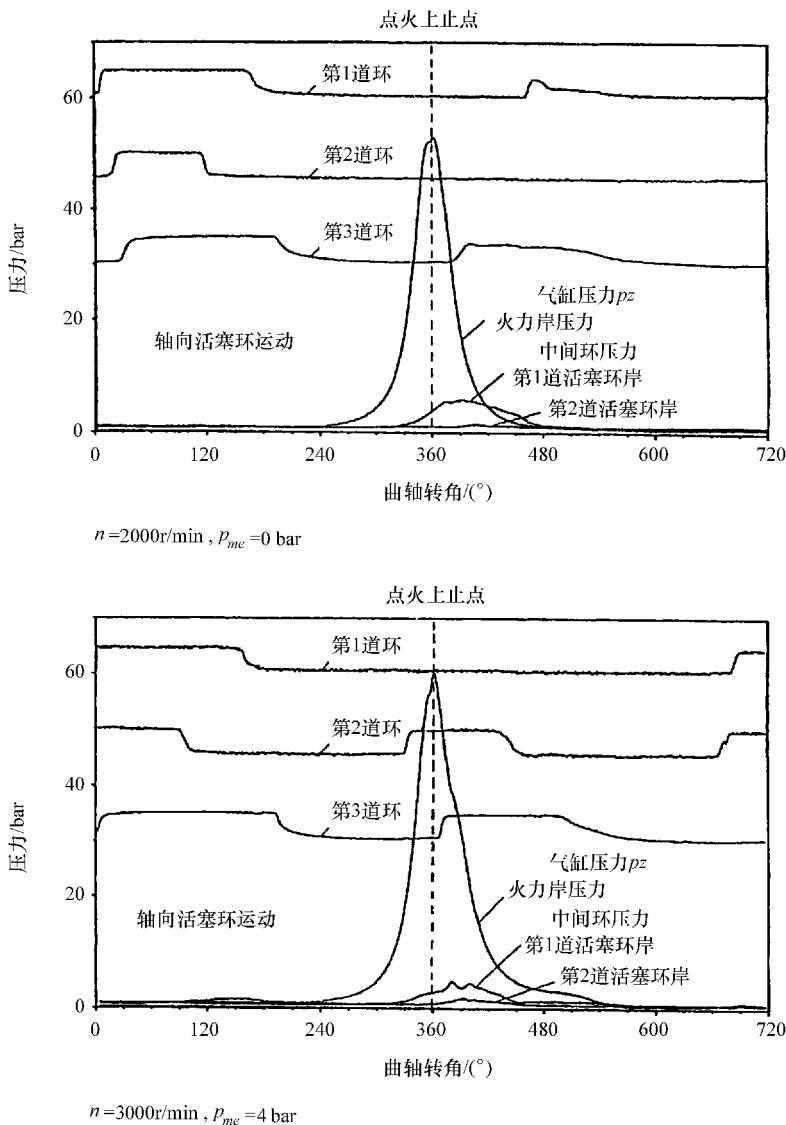


图 4.3-4 轴向活塞环运动不同的“活塞环运动模型”以及火力岸与环区域之间的压力比（乘用车柴油发动机）；上图：“低速图形”→第1道环由于中间环压力短暂浮起；下图：“高速图形”→第2道环在上止点前出现由惯性决定的接触面变换（活塞施密特股份公司，如今的活塞施密特匹尔堡股份公司/KS 活塞施密特有限公司，内部报告）

在较高的转速及较低的负荷直至零负荷时可能会出现汽油发动机上通常所说的“环颤振”的现象。活塞环正好处于不稳定的状态并由此决定了不密封性。漏气量（泄漏）出现不容许的提高，从一定的转速时逐渐提高。如果曲轴箱通风自一定的漏气量时超过要求，可能会出现所谓的“断油”现象。润滑油返回到进气端被很强的压缩并由此进入到燃烧室中。这样润滑存油量会很快清空，且会缩短催化转化器的寿命。以前这一作用被视为“蓝烟”（高速时收油）而令人恐惧。

超转速时“零负荷颤振”的原因不在所有细节中进行解释。但是借助于环运动及中间环岸区域压力可以明显说明，所提及的轴向运动考虑到这些问题（低压力，高转速）才是第二位的。基本上所有关于活塞及活塞环方面的措施都起正面作用，改进了环背的气体压力负荷。除了确定的轴向接触面，径向接触面也应给予特别的关注。这关系到如果对此没有直接的证明的话，环工作面的过流也会造成很高的漏气量。在上止点前中间环岸区域容积中很高的压力提升始终是对此的证据，即燃烧气体较大量地流入（漏气）。为了使环背很好地承受气体压力的负荷，环绕在火力岸下边缘的倒角及扩大的环槽侧向间隙是适宜的。利用火力岸间隙（火力岸椭圆形）能够控制节流作用通常是人所共知的。此外也证实了一些有效的措施，其机理还没有在所有细节中澄清。活塞环存在零负荷与全负荷漏气量要求的目标冲突。后者按照尽可能大的密封性的要求，而对于零负荷漏气的一些措施，可能会与全负荷时的要求产生一定的矛盾。

相当不利的是，活塞环由于部分施加在工作面上的气体压力造成的径向变形翘曲。其产生的原因是，例如：由于环背上边缘上太大的内倒角或内阶梯角造成的“正环扭转”，斜工作面（用于改进刮油特性的所有措施）或者是工作面上边缘上的干扰（不允许的很大的倒角）。这些特征对漏气量的负面影响是明显的，并验证了预测漏气机理的正确性。

图 4.3-5 显示了一台汽油发动机测量的漏气曲线。引人注意的是，相同漏气量直线的压缩是在右下角，即：较低的负荷及很高的转速。图中显示的是在关键的负荷/转速范围具有很高漏气量且不满足要求以及继续开发改进后允许漏气量的状态。

借助于相应的椭圆形状在冲击范围提高径向压力是通常使用的在活塞环方面针对颤振的措施（图 4.3-6）。此外小尺寸活塞环为此做出的贡献是具有说服力的，在较高的转速时确定的活塞环接触面才能确定稳定性。环颤振在许多未知情况下也是环断裂的原因。

4.3.4 活塞环弹力

4.3.4.1 切向弹力及径向压力

径向压力（或压力），用以使活塞环相对于气缸挤压，取决于活塞环的尺寸，自由开口宽度（未夹紧状态时的冲击开口，在自由倒角上测量）以及材料的弹性模量。

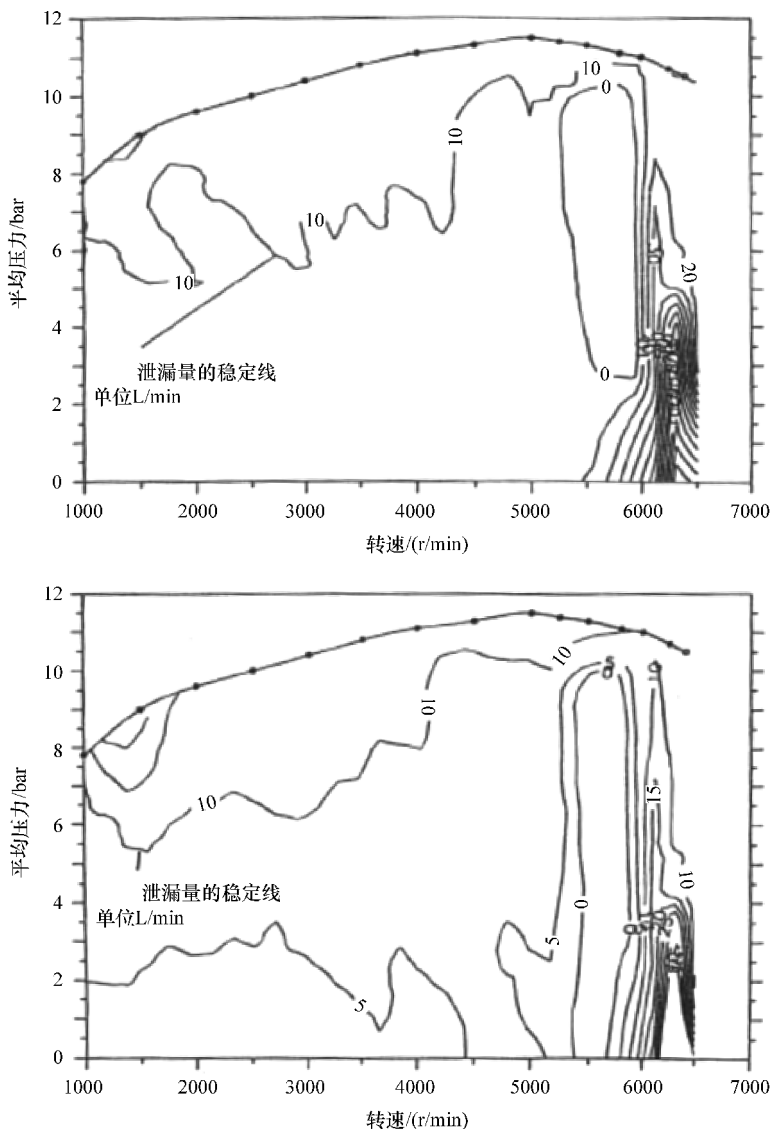


图 4.3-5 一台 1.8L 4 气门汽油发动机的泄漏曲线；上图：转速 $>6000\text{r/min}$ 时具有“零负荷颤振”的不满足要求的初始状态；下图：改进的状态（提高第 1 道环槽边缘间隙，增加火力岸下边缘的“颤振倒角”，通过第 1 道环岸上较大的椭圆度扩大的中间环岸区域容积 = 第 1 道环上冲击截面扩大）利用较低部分负荷及很高转速时允许的泄漏量（活塞施密特股份公司，如今的活塞施密特匹尔堡股份公司/KS 活塞施密特有限公司，内部报告）

在前面的章节中已经说明了，压力应近似为恒定的或为周角的函数。第一个当然提供了对于很好的铸造能力的最佳前提。径向压力很难直接进行测量。因此采用

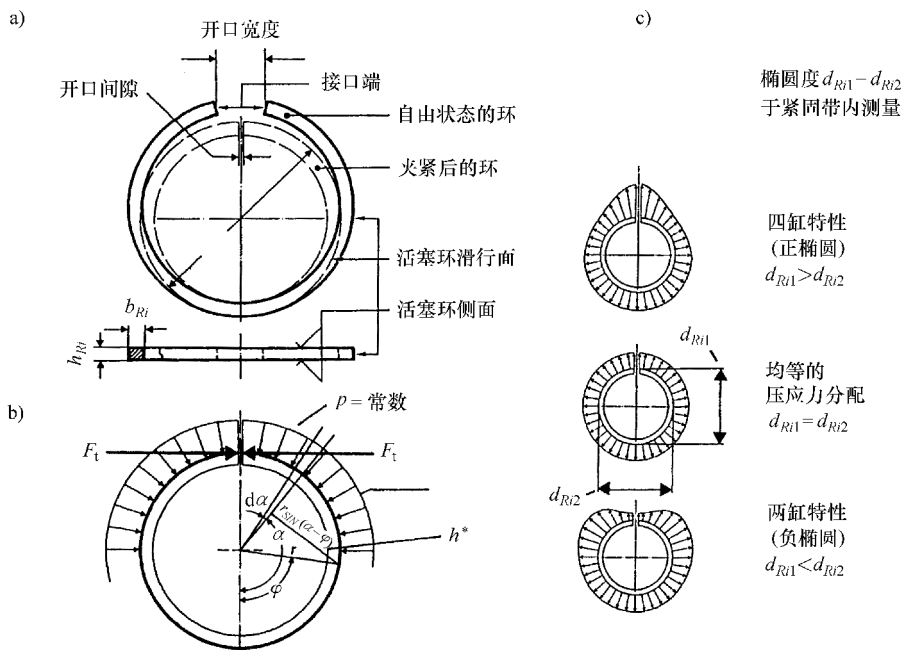


图 4.3-6 a) 活塞环上的标识；b) 切向力、弯曲力矩及径向压力；
c) 不同的径向压应力分布及活塞环所有的椭圆形状（引自 [D2]）

测量切向力的方法间接地确定径向压力。该力切向作用在外周边的开口端处并使活塞环在开口间隙收缩。用于测量使用弯曲松弛的夹箍。两个数值之间的关联可以非常简单地建立。假定的切口横截面上的“切向应力” σ_t 类似于“薄壁管”（参见图 4.3-6 及 [D2]）计算：

$$\sigma_t = \frac{p d_{Ri}}{2b_{Ri}} = \frac{F_t}{h_{Ri} b_{Ri}} \quad (4-116)$$

式中， p 是径向压力； d_{Ri} 是环外径； b_{Ri} 是径向宽度； h_{Ri} 是轴向环高； F_t 是切向力。适用于：

$$p = \frac{2F_t}{d_{Ri} h_{Ri}} \quad (4-117)$$

计算得出的压力随着活塞直径略微下降。压缩环上压力为 $0.12 \sim 0.25 \text{ N/mm}^2$ ，刮油环上为 $0.5 \sim 3 \text{ N/mm}^2$ ，如果还代入径向力

$$F_{rad} = p\pi d_{Ri} h_{Ri} \quad (4-118)$$

便得出：

$$F_{rad} = 2\pi F_t \quad (4-119)$$

活塞环测量对于径向压力分布给不出有约束力的结论。仅可通过昂贵的计算才能实现，同时在夹紧状态及未夹紧状态测量，作为输入值使用环的实际轮廓 [D8]。计算然后得出叠加结果，通过压力分布的变化求得测量轮廓的近似值。

4.3.4.2 开口宽度、切向力及活塞环参数 k_{Ri}

在将活塞环的开口宽度 x 在开口间隙上降低到 A_x 与由此所要求的切向力 F_t 之间的关联，可以简单地在单侧夹紧的半圆形杆的备用模型上推导出（图 4.3-7）。用于较低的精度要求首先可以忽略翘曲。结果为

$$\Delta x = \frac{3\pi r_m^3 F_t}{EI} \quad (4-120)$$

式中， $r_m = (d_{Ri} - b_{Ri})/2$ ，是矩形的截面重心半径（ d_{Ri} 和 b_{Ri} 已知）； $I = h_{Ri} b_{Ri}^3/12$ ，是所属的轴向表面惯性矩（ E 和 h_{Ri} 同样为代入值）。

用于矩形环（RR），在公式（4-120）中求证：

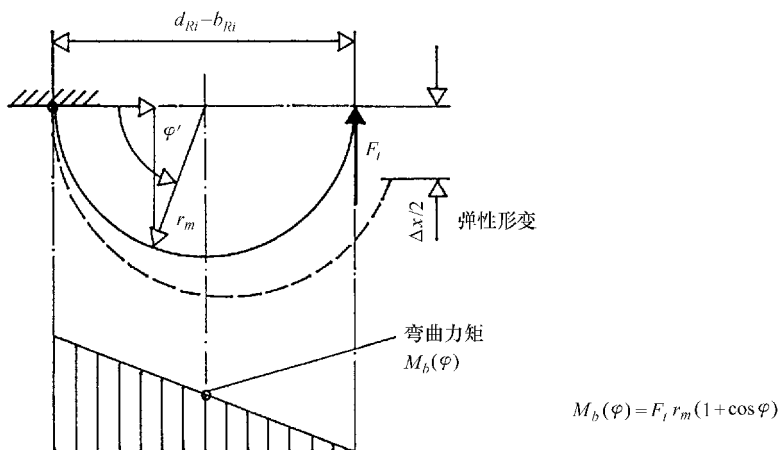


图 4.3-7 用于计算活塞环弹力特性的夹紧杆的替代模型

$$\Delta x = \frac{9\pi (d_{Ri} - b_{Ri})^3 F_t}{2h_{Ri} b_{Ri}^3 E} \quad (4-121)$$

计算方程中考虑到曲率提供了较精确的数值（例如 [D9]）。截面重心半径 r_m 以及中性的倒角 r_m^* 此时不再同时出现：

$$\Delta x = \frac{3\pi r_m^2 F_t}{(r_m - r_m^*) h_{Ri} b_{Ri} E} \quad (4-122)$$

公式（4-122）已经适用于具有以上定义的矩形截面 r_m 以及 $r_m^* = b_{Ri}/\ln[d_{Ri}/$

$(d_{Ri} - 2b_{Ri})]$ 中。用于实际的环测量缺陷很少。实际在核算切向力时较大的不安全性是由通常有限的关于活塞环 E 模量的认识 (波动) 得出。

活塞环制造商还使用无量纲的活塞环参数 k_{Ri} 。可以借助于不同的参数进行描述 [D2]。最明显的或许是使用开口宽度 x ($x = \Delta x + \text{开口间隙}$) 的下列定义:

$$k_{Ri} = \frac{2x}{3\pi(d_{Ri} - b_{Ri})} = \frac{3(d_{Ri} - b_{Ri})^2 F_t}{h_{Ri} b_{Ri}^3 E} \quad (4-123)$$

所有使活塞环增加刚性的措施都缩小了活塞环的参数并由此损坏了活塞环与缸套变形的适应能力 (与气缸变形的配合可以达到光隙密封要求)。活塞环与缸套的适应能力可以精确地计算 [D2], 在此不赘述。这关系到与围绕 1 降低的序数 i 平方相反很快降到变形系数 $[\sim kd_{Ri}/(i^2 - 1)^2]$, 利用径向向内作用的气缸压力 $p_z = p_{rad}$ 以及相应的弹性支承作用围绕系数 $1 + p_{rad}/p$ 增加 [p 仅是由切向力 (无气体力和支承作用) 造成的径向压力] [D2]。因此较高序的挠曲是很关键的。按照公式 (4-123), 不用考虑活塞环直径就可以确定, 扩大开口宽度, 以便同样扩大活塞环的参数。此处受限制的是, 由于装配的原因, 活塞环不允许由环槽中脱落。此外与这一措施联系在一起的切向力增加提高了活塞环的摩擦。活塞环及其压力的弹性力学特性的正确布置属于活塞环设计的“核心问题”。

在活塞环的继续开发中, 特别应考虑到一个事实, 就是活塞环与缸套的适应性在无力矩的冲击时明显受到限制。那里具有很高的点力。此外径向压力很强地下降, 其后果是不密封性。由于径向温度下降及由此决定的热膨胀造成的活塞环“屈服”增强了影响。仅瞄准外形加工是不够的。很强的压力、油膜的破裂以及局部的过热超负荷是当今高负荷发动机用活塞环所面临的实际工况。作为对扩展的计算模型基础的认识, 推荐使用具有可变径向尺寸的活塞环作为有作用的辅助措施^[D10] (图 4.3-8)。



图 4.3-8 “FO” 具有可变径向尺寸的活塞环形式

4.3.4.3 活塞环的安装应力、套紧应力、弹性模量及塑性变形

活塞环在安装状态承受弯曲负荷。最大的负荷出现的环背（开口对侧）上。如果必须很强烈地扩张，在活塞环套紧时是这种情况。取决于几何形状的关系可能会出现不期望的塑性变形 [D11]。[D2] 中列举了用于装配应力的按照公式的关联。

使用在此描述的活塞环的形式也可以根据测量的切向力及几何尺寸确定 E 模量。在不同的材料特性时差别很大（标准铸造材料 $85000 \sim 115000 \text{ N/mm}^2$ ，GJL 调质为 $100000 \sim 130000 \text{ N/mm}^2$ ，GJS 调质 $> 150000 \text{ N/mm}^2$ 以及调质钢为 210000 N/mm^2 ）。

4.3.4.4 开口间隙

活塞环的开口间隙随着增加的磨损而扩大。这一看来不总是马上可以明了的事实应简单地证实。 x_{S1} 为新状态的开口间隙， x_{S2} 为闭合状态以及 Δb_{Ri} 为径向磨损。周长 $U = \pi d + x_{S1}$ 符合于周长 $U = \pi(d - 2\Delta b_{Ri}) + x_{S2}$ 。即得出 $x_{S2} - x_{S1} = 2\pi\Delta b_{Ri}$ 。这一事实在此仅附带提及。在这方面开口间隙的扩大是一个重要的数值，应考虑将其作为工作面磨损（径向磨损）的测量值。

4.3.4.5 活塞环扭曲

横截面受干扰的活塞环的“扭曲”在 4.3.2 节及 4.3.3 节中已经简短提及过。应用环扭曲这一概念，以便赋予活塞环一定的特性，按照期望的方式影响其功能。例如活塞环“正”扭曲，即在环内侧上边缘设置内倒角或内角，如是“负”扭曲，同样在内侧但是在下边缘倒角。“正”意味着，当环夹紧的时候，环截面旋转工作面下面向外、上面向内运动；“负”意味着相反的情况。正扭曲应用工作面下边缘，可以改进刮油作用。工作面上边缘退缩当然有利于工作面的气体压力的负荷，如 4.3.3 节中已经提及的，与局部卸载相等并且提高环的漏气性。负环扭曲接近于气缸工作面的上边缘，根据不同类型的活塞环，可能会导致不期望的挡油并由此提高润滑油耗。一个特殊形式的活塞环在这一关联中是第 2 道环槽中的“可逆扭转环”[D4]。不常见的很大的“斜面”在负扭曲状态也应保证刮油。这种环改进的密封是基于一个事实，在扭曲状态下在外侧下面及在内侧上面进行密封。扭曲角不是恒定的，而是如果在开口端设定较小的扭转时，在环背上达到其最大值 [D5, D6]。扭曲是由此决定的，表面惯性矩主轴的坐标系由于横截面干扰应相对于未干扰截面的主轴旋转角度 α （图 4.3-9）。因此活塞环应避开角度 β ，以便使变形能接受最小。以此为基础用给出用于 L 环（带有较大内角的矩形环）的带解法的数学方程式 [D5]。用于其他截面可以寻找类似的解法。当然在扭转阻力计算时任意截面都会带来巨大的问题，因为泊松方程式在复杂的截面包络时不能基本解开。在此应用 [D6] 中借助于 FEM 的计算方法。

4.3.5 活塞环模拟计算分析

4.3.5.1 计算模型

用于活塞环功能的计算描述必须应用力学、气体动力学和流体力学的规律。图

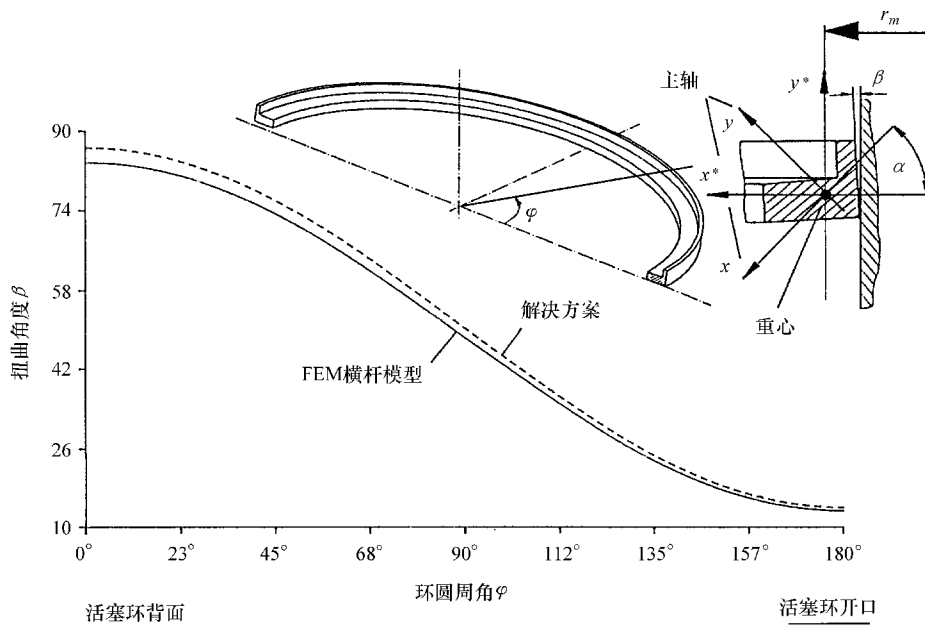


图 4.3-9 以 L 环为例的活塞环扭曲：扭转的主轴坐标系（右）；扭曲角度 β 取决于用于一定 L 环的环圆周角 ϕ （在上边缘具有很大的切削的内角的活塞环标识为 L 环）（引自 [D6]）

4.3-10 介绍了这一事实复杂性的影响。因为轴向和径向的环运动，通过活塞环/环槽这个密封系统的漏气量（泄漏），润滑油耗及润滑油膜不论在活塞环工作面与气缸壁之间还是在环与槽边之间相互的影响，实际上是不能分开的。这样就导致需要昂贵的计算模型，如同在文献中描述的一样。在下列文献中描述了对计算模型的不同要求：[D6, D12-21 等]。

原则上相关系统用微分方程式不能求解得出结论。需要应用具有迭代计算过程的数学方法，在此处不是兴趣的中心。但是也还进行了试验，根据透明化的意图将单个计算问题分离开，并利用简单的子模型算出，至少在原理上是适宜的。一个标准模型大致进行如下工作：

- 预先给出燃烧室压力及温度曲线并来自于实际的过程计算
- 活塞环的运动限制在轴向及径向运动中，活塞环应是抗扭曲的
- 通过环组的气体流动的计算按照迷宫原理。活塞的运动特性应符合实际的通过活塞环之间的容积和环开口的流动截面的影响。
- 活塞环与气缸壁之间的润滑油膜的摩擦力及升力（浮力）的计算以以下假设为基础：

- 润滑间隙“完全充满”
- 假设活塞环的工作面为抛物线形状用雷诺微分方程式求解

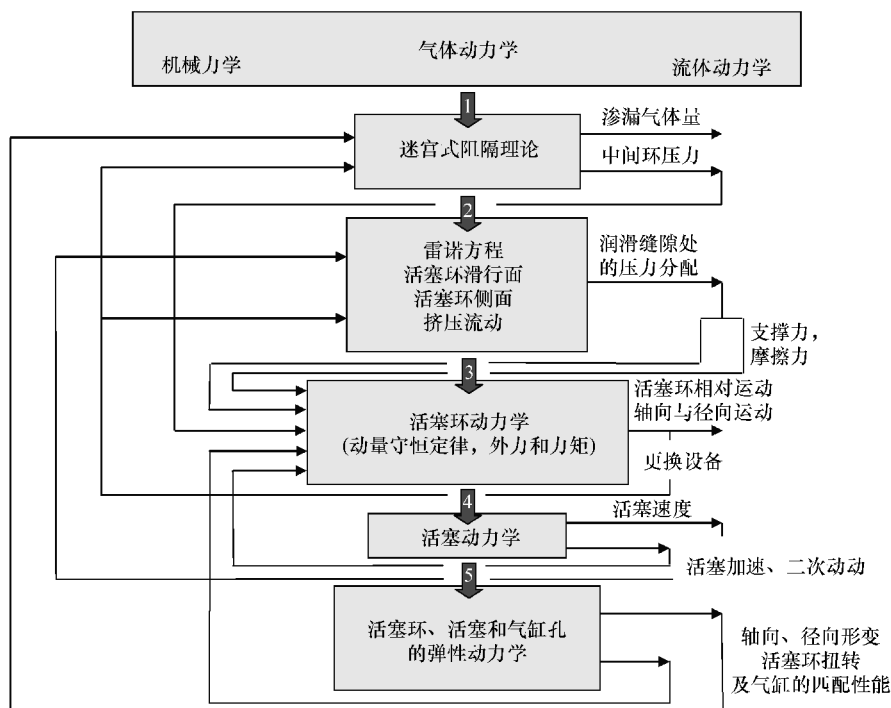


图 4.3-10 活塞环计算模型的复杂性

- 没有考虑刮油环
- 求得所有在活塞环上作用的力后可以应用牛顿运动方程求解
- 计算得出以下结果：
 - 环间容积的压力及温度曲线
 - 活塞环在环槽中的相对位置
 - 活塞环与气缸壁之间的润滑油膜厚度
 - 作用在活塞环上的力的曲线

4.3.5.2 活塞环运动模拟计算

为了对在 4.3.3 节中的内容进行补充，此给出活塞环运动计算的基本方法。注意到在图 4.3-3 中叙述的关系可以在径向和轴向方向确定力平衡：

$$F_{ax} = F_{Gas1} - F_{Gas2} - F_m + F_{Rax} \text{ 以及} \quad (4-124)$$

$$F_{rad} = F_{Gasrad} + F_V - F_{Rrad} \quad (4-125)$$

其中，

$$F_{Rax} = \mu_{ax} F_{rad} \quad (4-126)$$

$$F_{Rrad} = \mu_{rad} F_{ax} \quad (4-127)$$

式中，在活塞环以上和以下作用的气体力 F_{Gas1} 和 F_{Gas2} 可以汇总为组合的气体力。 F_m 为通过曲柄机构的运动施加给活塞环的惯性力（活塞环重力 $m_{Ri} \cdot g$ 可以一并考

虑), F_{Gasrad} 是施加在环内侧上的气体力, F_{Rax} 和 F_{Rrad} 是作用在活塞环工作面和侧面上的摩擦力, F_V 是径向活塞环预应力, μ_{ax} 和 μ_{rad} 为活塞工作面和侧面的摩擦系数。

通过式 (4-126) 和式 (4-127) 的关系结合起来的式 (4-124) 和式 (4-125) 可以按以下的形式确证:

$$F_{ax} = \frac{\Delta F_{Gas} - F_m + \mu_{ax} (F_{Gasrad} + F_V)}{1 + \mu_{ax}\mu_{rad}} \quad (4-128)$$

$$F_{rad} = \frac{F_{Gasrad} + F_V + \mu_{rad} (F_m - \Delta F_{Gas})}{1 + \mu_{ax}\mu_{rad}} \quad (4-129)$$

符号符合于在图 4.3-3 中描述的假设。在静态的情况下 F_{ax} 和 F_{rad} 是轴向和径向的压紧力。在现存液力润滑油膜时必须由这一升力达到同一高度。

应在对于惯性力 $F_m = m_{Ri}\ddot{x}_K$ 负责的活塞加速度 $\ddot{x}_K$ 与活塞环的相对加速度 $\ddot{x}_{Ri ax}$ 和 $\ddot{x}_{Ri rad}$ 之间进行区分。在不稳定的情况下润滑间隙变化, 以便使升力与关联变化的比例相适应。这是与活塞环运动的意义是相同的:

$$m_{Ri}\ddot{x}_{Ri ax} = F_{ax} - F_{hydax} \quad \text{及} \quad (4-130)$$

$$m_{Ri}\ddot{x}_{Ri rad} = F_{rad} - F_{hydrad} \quad (4-131)$$

在径向方向主要涉及变形, 很少涉及整体运动。下标中附加的“hyd”意味着, 涉及润滑油膜目前具有的升力。例如: 产生的轴向力的符号变换时, 活塞环相对于对面的环槽侧运动。如果假设环槽未完全用润滑油充满, 活塞环具有无液力的作用的“自由飞行阶段”。只有当接近于对接侧面时必须“激活”挤压流。在这一关联中使用的摩擦系数不要求库仑摩擦。这一摩擦力由润滑油膜流体动力学的计算得出。为了确定目前的活塞环位置, 轴向运动用的方程式必须首先求积分, 此时应使用典型的方法, 例如龙格-库塔法^[D20]。下一个迭代步骤涉及径向力平衡。与数字积分法联系在一起还可能出现许多不同的实际困难, 在此不进行深入探讨。

由外力造成的扭转力矩可以根据常用模型的讨论按照在图 4.3-11 中描述的比例确定, 这一比例关系到下边缘的接触面^[D14]。此时摩擦力假设为很小并由此可忽略不计。这仅仅符合于曲轴转角, 在这一转角上值得一提的气体力或惯性力起作用。在这一关联中有趣的是, 在活塞环工作面上作用的摩擦力以由此决定的扭转的形式在接触面变换时, 与活塞环及环槽侧边磨损联系在一起施加^[D22]。改进的环槽磨损是以图 4.3-11 中的模型为依据的。由此明确了, 环扭曲不是取决于实际的, 而是取决于理想的接触关系。此外允许不仅仅考虑横截面, 而且必须考虑整个环范围。在通常扭转力矩 M_T 由以下几部分组成:

$$M_T = F_m(y_1 - y_S) - \Delta F_{Gas}(y_1 - y_2) + F_{Gasrad}\left(x_1 - \frac{h_{Ri}}{2}\right) + F_V(x_1 - x_S) \quad (4-132)$$

力在图 4.3-3 中以及几何参数在图 4.3-11 中进行说明。扭转力矩决定了例如在很高气体压力及扭转不稳定的活塞环（例如在很大的直径及很小的截面时；特别是轴向较低的环）出现很难避免的负扭转。这加强了在图中描述中环槽内外侧的侧面磨损（内侧未显露阶梯形成）。由此在工作面上及环外侧面渐进的环磨损发展并造成油耗提高。此外压缩行程时扭转环工作面上边缘向燃烧室方向倾斜“刮油”。

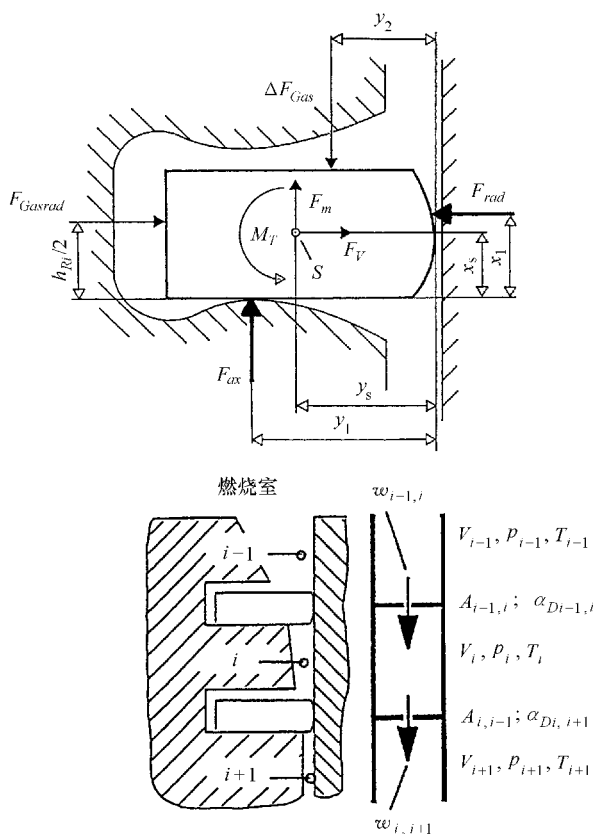


图 4.3-11 基于将环槽侧磨损计算在内任意选择横截面的活塞环扭转力矩

4.3.5.3 密封性能模拟计算

在前面的章节中已就燃烧气体泄漏的问题及曲轴箱有限通风的可能性进行了介绍。作为最大允许泄漏量的推荐值，可以为零负荷时每升排量 20 ~ 25L/min 以及全负荷时每缸最大 15L/min。

由燃烧室经过活塞环组进入到曲轴箱中的气流可以根据以迷宫原理^[D23]为基础的备用模型进行基本计算。当然实践显示出，相对于质量上可理解的结果，计算的泄漏量与测量值相比较还是有些不准确的。明显是不成功的，将实际比例在数量上

正确的转换给模型，特别是流动截面反应非常敏感。因此人们注意到，不仅仅是“冷态几何形状”，而且取决于工作状态的“热态几何状态”也是具有决定性的，并且建模都是很抽象的，这也是问题的一方面。因此应简短描述一下计算基础。

图 4.3-12 显示了火力岸、环岸、环槽、活塞环及气缸壁迷宫式的系统^[D19]。这被降低到具有在其间接通节流器的相应的容积（过流截面）。容积中的气体速度相对于节流点是比较小的。各种不同的昂贵的计算模型在 [D16]、[D18] 及 [D20] 中进行了描述。压力和温度的时间特性总是通过积分方程式表示。

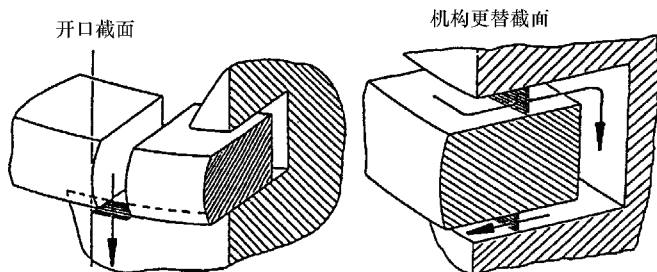


图 4.3-12 右图：通过迷宫式的火力岸、环岸、环槽、活塞环及气缸壁系统
实际比例的抽象概念由容积和中间接通的节流阀构成（按照 [D18]）；左图：流动截面的图示

在环槽上下边缘上确定的活塞环接触面上节流截面符合由环开口开放的截面。当接触面变换期间不稳定的环工作状况时，在环槽与环侧边之间的范围开启一个大许多倍的随时间而改变的截面。这样就得出泄漏的气体量与活塞环运动特性之间的逻辑关系。原则上任何复杂的模型都是可以想象的，在其他部分容积中可以求解，并将工作面以上或环背上及密封面上永久存在的泄漏也计算在内。这需要进行“监控生存”，将部分气流又汇合到一起。相应的细节超出此处描述的范围。

下面粗略描述在简单模型上对泄漏量的计算。

用于一维压缩的流体使用连续性方程：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho w) = 0 \quad (4-133)$$

式中， ρ 是密度； w 是气体流速。这些数值可以通过质量流 $\dot{m}$ 和流体截面积 A 替代：

$$\dot{m} = \rho A w \rightarrow \rho w = \frac{\dot{m}}{A} \quad (4-134)$$

在等温状态改变时 ($p v = p/\rho = \text{恒定} \rightarrow p(\rho + d\rho) = \rho(p + dp)$)，比容积 $v = V/m$ 和压力 p) 适用：

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{m}{V\rho} \frac{dp}{dt} \quad (4-135)$$

代入公式 (4-134) 和 (4-135)，公式 (4-133) 可以相应换算为

$$\frac{mAdx}{Vp} \frac{dp}{dt} + d\dot{m} = 0 \rightarrow \frac{m}{p} \frac{dp}{dt} + \Delta\dot{m} = 0 \quad (4-136)$$

根据图 4.3-12 中模型的比例, 最终可以给出体积 V_i 中的压力变化 dp_i/dt :

$$\frac{dp_i}{dt} = \frac{p_{0i}}{m_{0i}} (\dot{m}_{i-1,i} - \dot{m}_{i,j+1}) \quad (4-137)$$

式中, p_{0i} 是输出压力; m_{0i} 是换气结束后容积 V_i 中的初始气体质量 (计算的起始点)。气体质量可以用普遍的气体公式由状态值确定 (R 是比气体常数以及 T_{wm} 在近似值中为局部平均缸壁温度):

$$m_{0i} = \frac{p_{0i} V_i}{RT_{wm}} \quad (4-138)$$

式中, $\dot{m}_{i-1,i}$ 以及 $\dot{m}_{i,i+1}$ 是经过节流点流入、流出的气体质量, 此时应注意压缩比 $p_{i-1} > p_i > p_{i+1}$ 不是普遍使用, 因为中间环岸压力有时会超过燃烧室压力, 环提升时造成回流的后果)。通过节流点流动的气体质量借助于气体动力学等熵流量函数 Ψ 近似稳定地进行计算:

$$\Psi_{i-1,j} = \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)} \left[\left(\frac{p_i}{p_{i-1}} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_i}{p_{i-1}} \right)^{\kappa-1/\kappa} \right]} \quad (4-139)$$

$$\Psi_{i,i+1} = \sqrt{\frac{2\kappa}{(\kappa-1)} \left[\left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_{i+1}}{p_i} \right)^{\kappa-1/\kappa} \right]}$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_{i-1,i} &= \alpha_{Di-1,i} A_{i-1,i} p_{i-1} (RT_{i-1})^{-1/2} \Psi_{i-1,i} \\ \dot{m}_{i,i+1} &= \alpha_{Di,i+1} A_{i,i+1} p_i (RT_i)^{-1/2} \Psi_{i,i+1} \end{aligned} \quad (4-140)$$

利用关键的压力比可以达到最大的音速。在这一关联中指出气体动力学的基础。流体截面 A 及流量系数 α_D 应与环区范围中当时的几何状况配合。

为此可以建立用于带有中间接通的节流点的任意许多容积的公式。对于求解还必须已知有边界条件, 即压力曲线以及边界空间中的压力:

- 燃烧室压力 $p_Z(\varphi) = p_{i=1}$ 以及
- 曲轴箱压力 $p_U = p_{i=n+1} = \text{恒定}$ (近似于环境压力, n 为节流点数量)

式中, $\dot{m}_{n,n+1}$ 是求得的漏气量。

注释:

假设气体温度为平均壁温 T_{wm} , 可以采用粗略简化。如果压力和温度作为可变数值应用的话, 微分方程系统由普遍气体公式得出结论 (此处未标出每一个标注)

$$pV = mRT$$

以及微分的表示方法

$$pdV + Vdp = RTdm + mRdT + mTdR$$

和一个用于容积 V 的能量平衡。如果气体常数 R 假设作为近似恒定的, 体积 V

前提是不变的以及公式的左右边由此相加, 得出:

$$dp = (RT/V) dm + (mR/V) dT = (RT/V) dm + (p/T) dT$$

代入 $RT/V = p/m$ 和 $mR/V = p/T$, 可以按以下形式给出用于压力 p 和温度 T 的微分方程式:

$$\frac{dp}{dt} = p \left(\frac{1}{m} \frac{dm}{dt} + \frac{1}{T} \frac{dT}{dt} \right) \text{ 和}$$

$$\frac{dT}{dt} = T \left(\frac{1}{p} \frac{dp}{dt} - \frac{1}{m} \frac{dm}{dt} \right)$$

用于容积 V 的能量平衡与内部能量 $m \cdot u$ 更换, 此时比焓 h 的气体同时流入流出, 以及热量 Q 与缸壁更换, 即:

$$d(m \cdot u) = dmh + dQ$$

代入 $d(m \cdot u) = udm + mdu$, 比热量 c_V 和 c_p , 等熵指数 $\kappa = c_p/c_V$ 和 $c_V = R/(\kappa - 1)$ 可以推导出以下关系:

$$c_V T dm + m c_V dT = c_p T dm + dQ \text{ 及}$$

$$dT = 1/m [dmT(\kappa - 1) + dQ(\kappa - 1)/R]$$

最终将用于 dT 获得的关系应用到以上用于 dp 所给出的关系中, 质量平衡应考虑。这基本上符合 [D20] 中的方式, 那里是用于部分容积 V 。

4.3.5.4 活塞环工作表面润滑特性模拟计算

通过活塞环组在整个摩擦损失中的份额做出不一致的说明。一部分由此得出结论, 作为原始值不仅考虑发动机内部的纯摩擦损失, 还包括牵引功率、换气损失和由附件造成的损失。但是毫无疑问的是其摩擦功率的份额特别大 (按照 [D2] 约 40%), 同时至少一半由活塞环负担。最突出的又是刮油环, 60% 是由其造成的。

对于活塞环摩擦造成的影响主要有面压、环高、工作面凸度 (工作面形状) 以及工作面/工作面涂层的摩擦系数。当然设计规定的凸度仅局限于新环的状态, 随着磨损的增加与理想形状的偏差也变大。贫油摩擦的特殊涂层仅在混合摩擦时起作用, 即在上止点和下止点时。其影响因此很低。降低摩擦的措施不言而喻关系到所说的影响值: 降低的切向力和最大的环高度 (油环的岸高), 优化的流体动力学和减少的活塞环数量 (汽油发动机的两环活塞由于渐进的油耗和漏气的提高仅可用于至最大 6000r/min 的转速时; 因此至今在路试中还未得出好的答案; 但是对于柴油发动机没有问题)。

在对于实验工作的补充中, 其间也有大量的用于研究这一参数的计算模型 [D6, D12 - 15, D17, D20, D21 等]。当然这些公式是有共同的基础的。根据纳维 - 斯托克斯微分方程式, 忽视惯性力及应用润滑间隙的特殊条件, 可以推导出一维不稳定的雷诺微分方程式:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \eta \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \rightarrow \frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = -6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\eta \frac{\partial h}{\partial t} \quad (4-141)$$

最后一项考虑到置换流（“挤压效应”），是由活塞环相对于气缸壁的径向运动引起的（ dh/dt 是径向速度）。图 4.3-13 描述了润滑间隙的比例关系。 p 是润滑间隙中的压力， h 是变化的润滑油膜的高度， x 是轴向坐标， z 是径向坐标。 W 理解为润滑间隙中的流体速度， U 理解为活塞环的轴向速度。 η 为机油运动黏度，此处适用牛顿剪应力法则 $\tau = \eta dw/dz$ 。除了前面已经提及的置换流公式（4-141），还由压力流（第一项）及剪切流部分（第二项）构成。摩擦系统环背 - 润滑油 - 环槽边通过雷诺方程式的置换流部分相应建模，在此不进行详细描述。

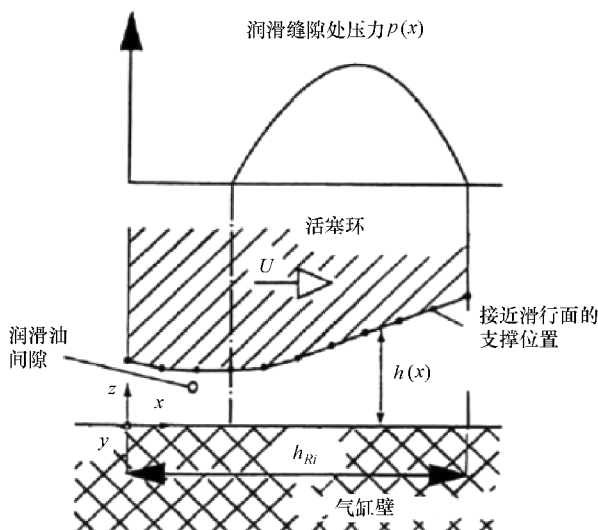


图 4.3-13 活塞环工作面与气缸壁之间的润滑油间隙数值的定义（引自 [D12]）

公式（4-141）应求二次积分，同时得出两个积分常数 C_1 和 C_2 ，应通过压力 p 的边界条件确定：

$$\frac{dp}{dx} = -6\eta U \frac{1}{h^2} + 12\eta \dot{h} \frac{x}{h^3} + \frac{C_1}{h^3} \quad (4-142)$$

式中， $h = h(x)$ 是间隙几何形状，环工作面在最简单的情况下通过抛物线方程，用于精确地计算利用样条插补法对于轴向与径向两个（！）运行方向逐条求近似值。与活塞环运动的结合存在最大的运动速度

$$U = \dot{x}_K + \dot{x}_{Ri\alpha x}$$

以及径向速度

$$dh/dt = \dot{x}_{Ri\alpha d} - \text{vgl. 式 (4-130) 和式 (4-131)}$$

不仅与自由定义的工作面形状联系在一起解题用数字方法也是必需的。第二个积分最终导致沿着工作面的压力分布：

$$p(x) = -6\eta U \int \frac{dx}{h^2(x)} + 12\eta h \int \frac{x dx}{h^3(x)} + C_1 \int \frac{dx}{h^3(x)} + C_2 \quad (4-143)$$

正确地应用边界条件带来一些问题。入口及出口处带有环境压力 ($p=0$) 的夏季边界条件在有分离的间隙中产生负的压力, 在物理学上没有什么意义。在活塞环以上以及在环间空间有时会出现很高的气体压力, 以至于在这一实际的边界条件时不再必要出现负压, 如图 4.3-14 中得出的结论。但是如果是这种情况, 可使用雷诺边界条件。此问题在 [D20] 和 [D21] 中进行了探讨。随后在分离间隙中 $x=x_0$ 的点上要求边界条件为 $dp/dx=0$ 。在 $x=x_0$ 点的后面压力在间隙中提高到出口压力。 x_0 点是广泛讨论的题目。[D24] 对于径向轴承通过流体的连续观察推导出, x_0 在分离间隙中的位置如同在聚集的间隙中压力最大时存在相同的间隙高度。在压力最大时也相应适用 $dp/dx=0$ 。

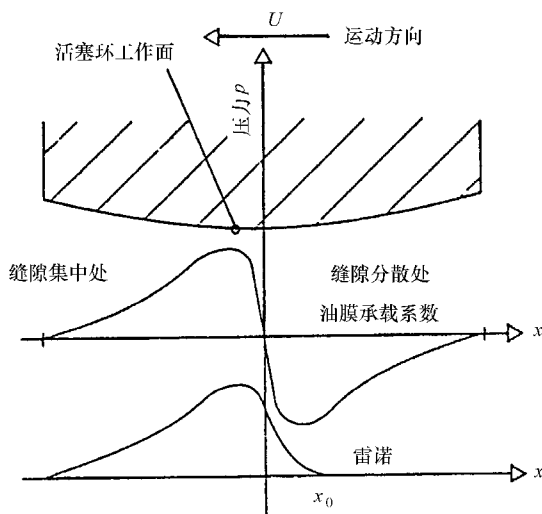


图 4.3-14 不同的边界条件时沿活塞环工作面的压力分布 (引自 [D20]; 也涉及 [D25])

由压力分布及压力负荷面计算升力:

$$F_{hyrad} = \pi D_Z \int_0^{h_{Ri}} p(x) dx \quad (4-144)$$

式中, D_Z 是缸径; h_{Ri} 是实际的工作面高度。通过作用在工作面上的剪应力 $\tau = h/2 dp/dx + \eta U/h$ 得出摩擦力

$$F_{Rax} = \pi D_Z \int_0^{h_{Ri}} \tau(x) dx \quad (4-145)$$

压力 p 以及压降 dp/dt 在常数 C_1 和 C_2 确定后给出 (公式 4-143)。

计算模型首先由完全充满的润滑间隙出发。或多或少远离理想假设的实际步骤

是用于考虑机油供给的解题途径（例如 [D12, D13]）。随后的活塞环上仅有与事先在气缸壁上留下的一样多的润滑油。不论是润滑油由于过量供油而刮掉，还是润滑间隙没有完全充满，完全充满的润滑间隙仅是瞬时接收的情况。对此一个很难的问题应该解释，润滑油膜在间隙中何处开始并且在何处结束。根据平衡观察，流入 = 流出的油流量可以实现。首先必须计算聚集间隙中的润滑间隙的高度，以及在分离间隙中一直变化的高度，直至达到平衡。

润滑油膜的厚度及活塞环摩擦力与曲轴转角一起都是可变数值（图 4.3-15）。在止点范围以前的模型已经触及及其极限。因此混合摩擦的领域是模拟模型继续开发的重点 [D6, D14, D26, D27]。

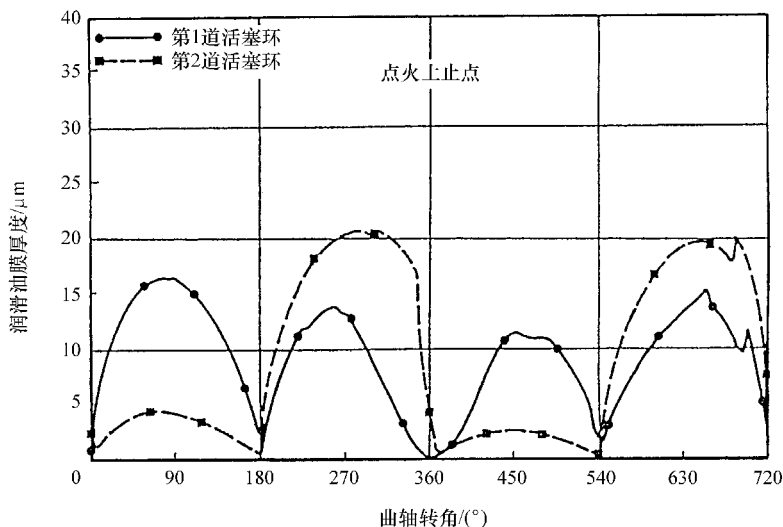


图 4.3-15 取决于曲轴转角的计算的润滑油膜厚度；示例取自于 [D19]，是乘用车柴油发动机

4.4 曲轴

4.4.1 功能及设计要求

曲轴的主要功能：

- 将直线的往复运动转换为旋转运动
- 承受连杆的力
- 将切向力转换为转矩
- 曲柄机构的质量平衡
- 驱动配气机构、油泵、辅助传动、分电器（可选通过凸轮轴）

同时曲轴必须满足以下准则：

- 足够的扭转及弯曲疲劳强度：
 - 合适的材料
 - 紧凑的结构，尽可能小的质量
 - 比较有利的共振特性
 - 足够的轴承尺寸的主轴颈及连杆轴颈
 - 较低的摩擦损失（尽可能小的轴颈直径）
 - 保证尽可能好的轴承润滑：
 - 通过由主轴颈和连杆轴颈的倾斜的油孔的润滑油的供应
 - 连杆轴颈上合理排列的油孔
 - 配重的合理布置及正确尺寸
 - 实现所驱动的内外质量平衡
 - 尽可能小的质量
 - 尽可能小的转动惯量（尽可能小的重心半径）
 - 有利的扭振特性
 - 与飞轮及带轮以及扭振减振器（扭转及弯曲振动减振器）的可靠的连接
- 通过冲程、缸间距及气缸布置确定主要尺寸

• 在直列发动机上确定缸孔、缸壁厚及用于冷却液通过规定的间隙以及在组合浇铸的气缸上除了缸孔本身还有缸间距宽度（最小）。在空冷发动机的气缸上限定冷却空气通道以及气缸之间最小要求的散热片尺寸。

• 在V形发动机中连杆通常在“V”形布置的气缸中的两侧连接于曲轴的曲拐上。

由此得出两个气缸组的纵向偏移。在对置式发动机上经常是两个对置的气缸没有置于中间的主轴承。此时曲轴本身通过尽可能小的曲拐尺寸确定一个气缸组的缸间距。

图4.4-1显示了作为最新型示例的宝马V10汽油发动机的曲轴。表4.4-1包括用于乘用车汽油及柴油发动机曲轴主要参数与缸径的关系。

4.4.2 曲轴工作负荷

4.4.2.1 曲轴工作力和力矩

曲轴具有多种多样的负荷^[E1, E2]：

- 周期作用的气体力：

通过连杆传递作用在曲拐上
- 周期及时间上恒定的力：

由曲柄机构运动学形成

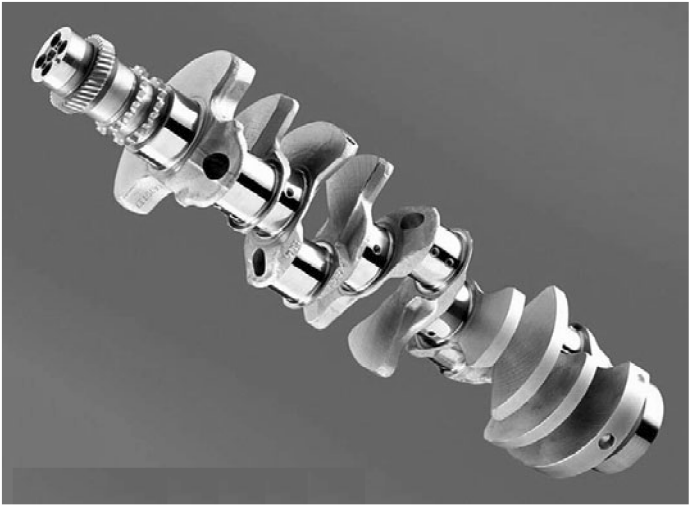


图 4.4-1 宝马 V10 汽油发动机曲轴

表 4.4-1 乘用车及商用车发动机曲轴主参数与缸径的关系

尺寸（相对于气缸直径 D_Z ）	乘用车汽油、柴油发动机	商用车柴油发动机
主轴颈 d_{KWG}/D_Z	0.65 ~ 0.72	0.78 ~ 0.83
连杆轴颈 D_{KWG}/D_Z	0.58 ~ 0.62	0.70 ~ 0.75
曲拐厚度 h_{KWW}/D_Z	0.20 ~ 0.23	0.22 ~ 0.26
主轴颈长度 l_{KWG}/D_Z	0.25 ~ 0.32	0.30 ~ 0.34
直列发动机连杆轴颈长度 l_{KWG}/D_Z	0.26 ~ 0.32	0.32 ~ 0.36
V 形发动机连杆轴颈长度 l_{KWG}/D_Z	0.54 ~ 0.58	0.56 ~ 0.60

- 往复振动惯性力 → 活塞及其往复部分连杆质量；
 同样作用在曲拐上
 - 旋转惯性力 → 分担的旋转连杆质量，曲柄及平衡质量；
 作为离心力起作用
- 气体力及惯性力同时也引起以下动态效应：
- 动态转矩：
 - 时间变化的切向力变化特性曲线 → 气体及惯性切向力产生动态转矩
 - 扭转振动（共振） → 曲柄传动机构切向力的谐波激励所引起的等效质量的旋转振动。这与旋转运动叠加。视不同共振位置出现过高动态转矩。
 - 弯曲振动（共振） → 作用在曲柄上力的谐波激励弯曲振动。

飞轮的摆动 [通过静负荷、传动带力和曲拐变形的促进 (未对中心的轴承、不精确的加工)]。共振时利用波动的符合共振频率的进动频率传播弯矩; 同步及逆向进动^[E2]。

- 纵向摆动 (共振) → 通过曲柄承受拉压力的轴向振动激励 [曲拐 (曲柄臂) 相对的摆动]
- 气缸压力快速上升引起的惯性力 → 由曲轴的弹性和惯性造成的。曲轴负荷的动态提高^[E1]。

4.4.2.2 曲轴工作循环负荷曲线

主轴承及连杆轴承负载的力将在 4.2.3.2 节中探讨 (见图 4.2-2)。时间上的应力曲线在任意点上考虑到时间的推移及作用方向通过由单个负荷得出的应力的叠加得出。这意味着在局部与时间上同时变化的应力 (应力状态)。如每个应力方式的最大值的“叠加”由此导致设计超尺寸。图 4.4-2 及图 4.4-3 显示了一个曲轴曲拐在弯曲 (气体及惯性力) 及扭转 (交变转矩) 上的应力 (一个 8 缸曲轴的第 2 个曲柄^[E3])。此外还描述了与最大值相比不考虑时间上的曲线的弯曲及扭转应力在时间上正确的叠加。大发动机制造的示例原则上可以移植到乘用车及商用车发动机的曲轴上。

4.4.2.3 曲轴受力的静不定性

• 静不定系统

– 多于 2 个支承的曲轴显示为一个静不定的系统。使用传统工具的三维模型的静计算更麻烦并且不精确^[E4]。

– 多重支承需要考虑到相邻曲拐暂时偏移的负荷分布 (按 [E5] 中力的“渗透”)。由主轴承付出的夹紧力矩抵制负载力矩, 并由此减轻曲轴负荷。

• 直方模型 (静不定, 连续梁模型)

– 几乎恒定垂直于曲轴纵轴的弯曲弹性允许按照相当于圆形的当量轴进行静计算。可以考虑在许多支点上的“连续支承力矩”。轴承力及弯曲力矩可独立于曲拐几何形状进行计算。

– 按照 [E6] 对于弯曲应力的精密计算不需要高级的备用模型作为“连续载体”。事实上是对实际边界条件的仔细理解和对轴承间隙的考虑。以相同的方式还应考虑曲拐刚性与轴承刚性的关系。后者不仅仅是结构刚性, 而且包括油膜的等效刚性。

• 静稳定单曲拐模型

– 曲轴计算时简化是可代替的, 可忽视夹紧力矩并且仅可观察静稳定的曲拐。考虑到轴承负荷与静不确定支承时的最高负荷的轴承相比当然提供很低的数值^[E5]。

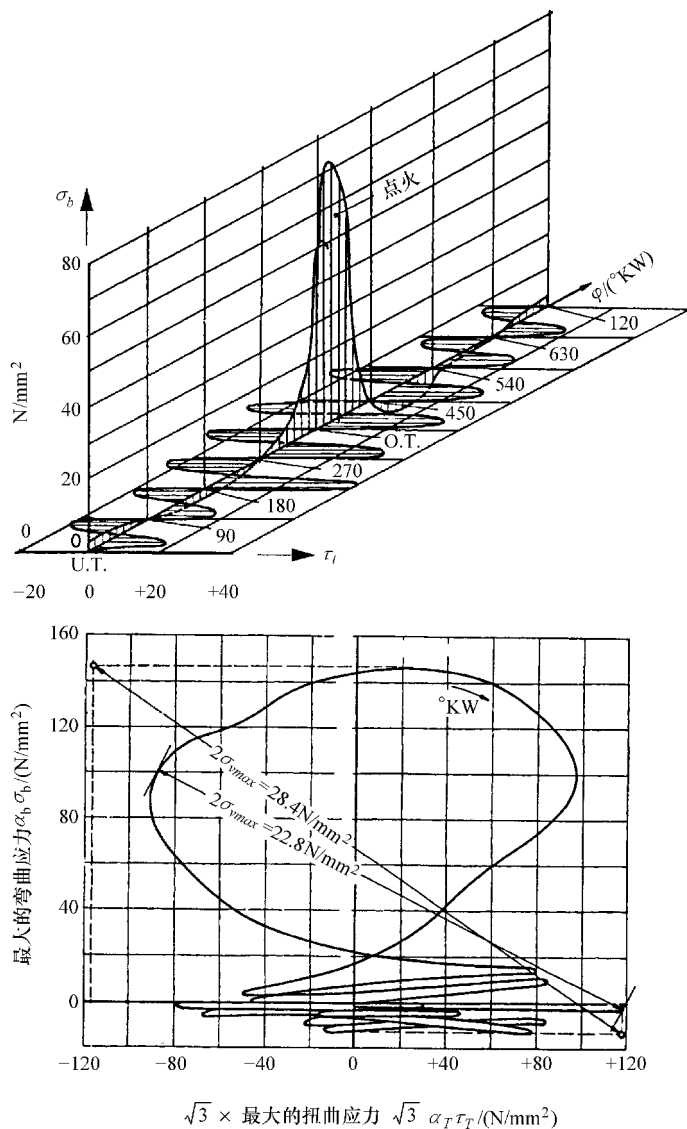


图 4.4-2 曲轴曲拐在弯曲时的负荷（气体力和惯性力）以及扭曲（交变力矩）；上图：8 缸曲轴的高负荷曲拐 2；下图：考虑或不考虑时间过程的弯曲和扭转负荷的叠加（引自 [E3]）
比较应力 σ_v 按照形变假说。 σ_{vmax} 考虑到最大弯曲上限应力和下限应力以及无时间配合的较大的扭转应力。 σ_v 考虑到最大的扭转上限应力和下限应力以及时间上正确配合的弯曲应力

— 弹性确定的单曲拐模型对于弯曲应力的传统计算一直是熟悉的，特别是当今“分级公司”（船用大发动机）的规定还对此给予支持。在合乎时代的 FEM 计算中，实际曲轴几何形状的近似值是“没有问题”的。带有所有提及的边界条件的

空间及时间上错位负荷的模拟是非常昂贵的尝试。

• 静不定与静定计算的比较

静不定计算可以可靠并实际最佳地获得事实上的应力关系。测量显示出，实际的弯曲应力通常小于用简单的静定的模型的计算。如上所述，主轴承的夹紧作用和相邻曲拐的刚性对此是有因果关系的，当然没有定量的安全性。

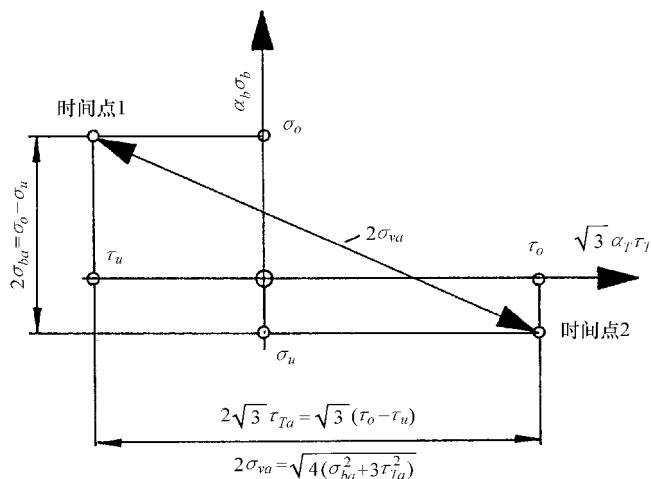


图 4.4-3 对图 4.4-2 的补充； τ_o 和 τ_u 是扭转应力的最大振幅；

σ_o 和 σ_u 是在时间上配合的弯曲应力；扭转应力与系数 $\sqrt{3}$ 的乘积由形变假设得出并允许按照毕达哥拉斯验算，可以直接推导出比较变换应力

图 4.4-4 图示显示了一个曲拐的三维负荷。通常这一三维应与二维结合。对于曲拐臂扭曲负责的力矩 M_x 在此可忽略，不管此处是否确定用于自身的应力集中系数^[E6]。按照符号曲拐臂扭曲可以扩大或缩小内圆角的扭转应力。同样轴向力 F_x 在曲轴的纵向方向也可以忽略。

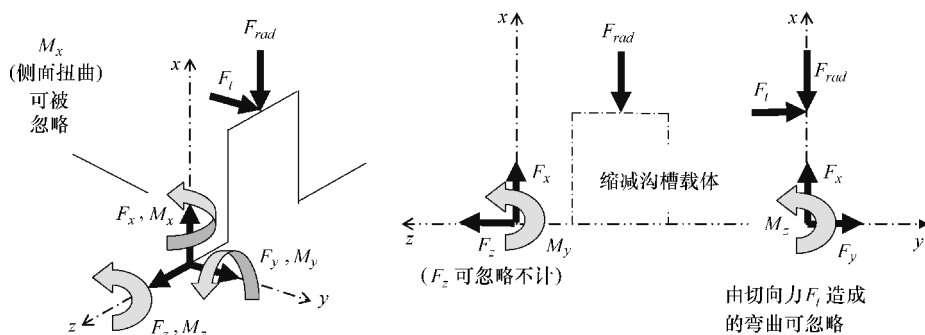


图 4.4-4 曲拐的三维负荷（图示）及二维力偶

4.4.2.4 曲柄单拐模型、弯曲及扭转应力

A) 作用在曲拐上的力

图 4.4-5 再次显示了作用在曲拐上的力及其矢量相加。众所周知，径向与切向作用在曲拐上的力对于求得曲轴负荷是决定性的。

B) 弯曲力矩

在对称的单曲拐模型中（图 4.4-6）指向曲拐方向的径向力 F_{rad} 引起具有三角形力矩面的弯曲力矩 [(F_{rad}) 按公式 (4-67) 计算；径向力 F_{rad} 与旋转的连杆质量的惯性力 F_{mPlrot} 之间的差额是 F_{rad}^* ，见图 4.2-5；旋转的连杆质量应附加其余的旋转质量，见公式 (4-1)]。夹紧力矩不起作用，因为在单个曲拐之间的支承上假设没有铰接。最大负荷出现在上止点时。用于计算应注意曲轴中心的最大弯曲力矩 (M_{bII}) 和曲拐臂中的最大弯曲力矩 (M_{bI})。

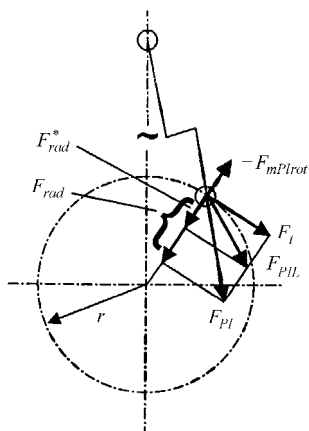


图 4.4-5 作用在曲拐上的力
(也见图 4.2-2)

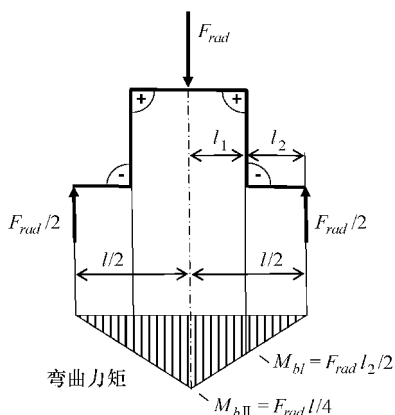


图 4.4-6 由于径向作用在曲拐中心的力的弯曲力矩；曲轴的静定单曲拐模型

C) 由于切向力的弯曲及扭转

适用于如同 B) 相同的假设。当大多在上止点后 $30^\circ \sim 40^\circ$ 时其最大数值扩张期间达到的切向力 F_t ，类似于对于径向力一样在连杆轴颈（中间 M_{bIII} ）和主轴颈上造成弯矩（图 4.4-7）。处于其间的曲柄臂相应扭转 ($M_{bIV} = M_{TIII}$)。为了求得扭转负荷假设，曲拐输出端与飞轮连接（具有力矩支承）。作用在曲柄上的切向力与力臂一起在输出端的主轴颈上产生扭转力矩 $M_{TII} = F_t \cdot r$ 。相对的主轴颈在这一模型中首先是无扭曲的，但

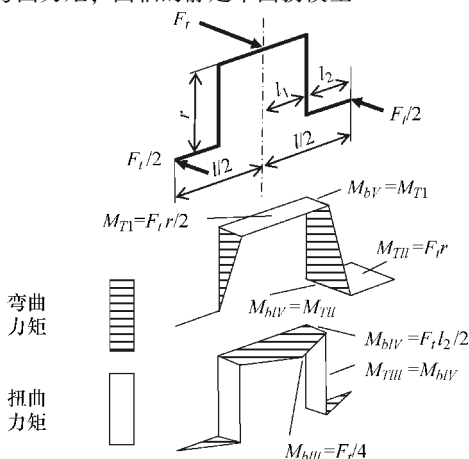


图 4.4-7 曲拐中间由切向力造成的弯曲及扭转；曲轴静定的曲拐模型

是用一半切向力支承。由此在连杆轴颈上支承反力仅造成一半在输出端主轴颈上起作用的扭转力矩 $M_{T\text{I}} = 1/2 M_{T\text{II}}$ 。曲拐臂上由切向力决定的弯矩在过渡点上符合扭转力矩并在主轴颈和连杆轴颈之间直线移动。

至今在单曲柄模型上的观察是基于，输出端主轴颈上的扭转力矩由作用在曲拐上的切向力产生，并且相对的主轴颈是无扭转力矩的。这仅涉及单缸发动机，如果由此观察的话，在曲轴的“自由端”通常也通过带轮或控制链条发出转矩。绝大多数情况下存在多曲柄排列情况，即：不仅仅在一个曲柄上产生转矩，而且还传导相邻曲柄的转矩，包括在所观察的曲柄上不产生有效转矩的时间节点上。图4.4-8中的原理描述考虑到了这一点。

与实际的曲轴相反，当降低到无曲柄的备用轴上时仅用转矩进行计算。事实是，主轴颈与连杆轴颈上的扭转力矩不同（在静定的轴承上为比例2:1），由此带来很大的困难。利用计算技术可以通过在每个曲柄的相同相位角上的两个备用质量上的分离控制这一点。

这个在此不再继续追述的说明关系到变换转矩的计算。计算分别为主轴颈和连杆轴颈给出扭转力矩。特别有危害的是“最后”的连杆轴承 [E8]（布置在飞轮后面的那个），因为此处最高扭转负荷可能叠加弯曲负荷。

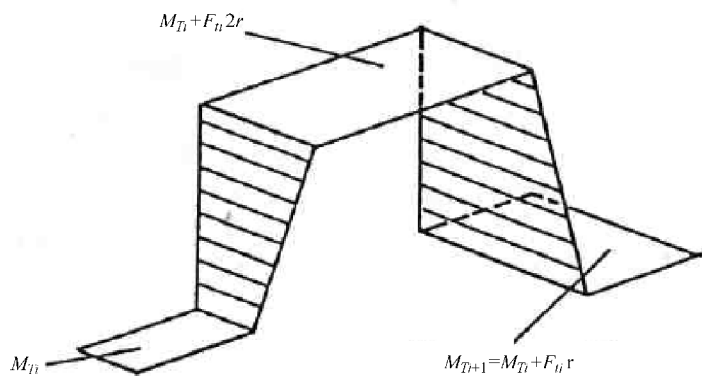


图 4.4-8 多曲柄布置时的一个曲拐的扭转负荷；静定支承时的原理描述（按 [E7]）

D) 由曲轴旋转惯性力造成的弯曲

不仅仅是外力，曲轴的旋转惯性力也会产生弯矩。按照数值及方向是恒定的并且似静态的，即：与曲轴一起旋转，并且仅依赖于转速。图4.4-9显示了，一个曲拐质量的备用质量的布置，并对其加以说明。取决于坐标 x 的弯曲应力 σ_{bKWrot} 计为：

$$\sigma_{bKWrot} = x \frac{\alpha_b}{W_b(x)} \sum_i^{\rightarrow} m_{KWroti} r_i \omega^2 \left(1 - \frac{l_i}{l} \right) \quad (4-146)$$

公式 (4-146) 适用于极限中 ($0 \leq x \leq l_2$)，即处于曲轴的接触点与内圆角半

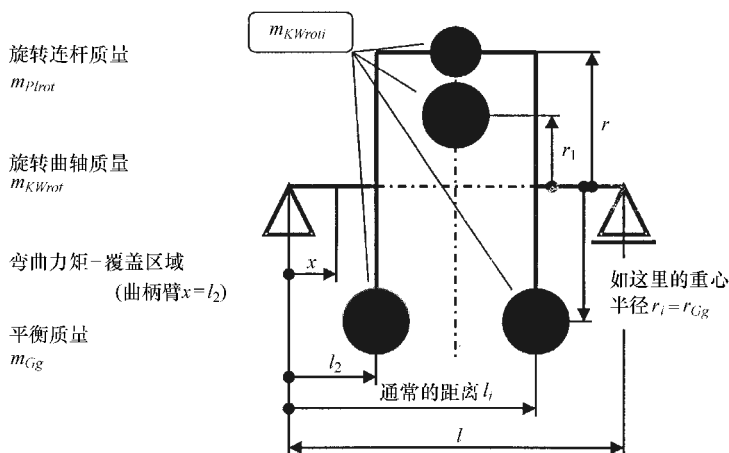


图 4.4-9 曲轴及连杆由于旋转惯性力产生的弯曲

径之间 ($x = l_2$)。

式中, 箭头→表示不是所有强制在曲柄平面上作用的惯性力的矢量和; m_{KWroti} 是单独旋转的等效质量; r_i 是相对于曲轴轴线的重心间隔; ω 是角速度; l 是支承间距; $W(x)$ 是局部变化的阻力矩; α_b 是用于考虑局部应力提高的应力集中系数。因为应力是恒定的, 意味着只是零线的位移。对于疲劳强度, 交变应力振幅是重要的。

E) 标称应力

弯曲标称应力 σ_{bn} 与曲柄截面相关:

$$\sigma_{bn} = \frac{6M_b}{b_{KWW}h_{KWW}^2} \quad (4-147)$$

其中

$$M_b = F_{rad} \frac{l_2}{2} \quad (4-148)$$

式中, M_b 是在与支座 ($0 < l_2 < l/2$) 的间隔 l_2 在曲柄臂上产生的弯矩, 它具有 $b_{KWW}h_{KWW}$ 截面。 F_{rad} 是在曲柄中心作用的径向力。用于偏心作用的力考虑到力及力矩的平衡应相应修正公式 (4-2) 及 (4-3)。图 4.4-10 显示了静定单曲柄模型与对称布置之间的关系。

扭转标称应力 τ_{Tn} 与连杆轴颈有关:

$$\tau_{Tn} = \frac{16d_{KWH}M_T}{\pi(d_{KWH}^4 - d_{KWHi}^4)} \quad (4-149)$$

其中

$$M_T = F_t \frac{r}{2} \quad (4-150)$$

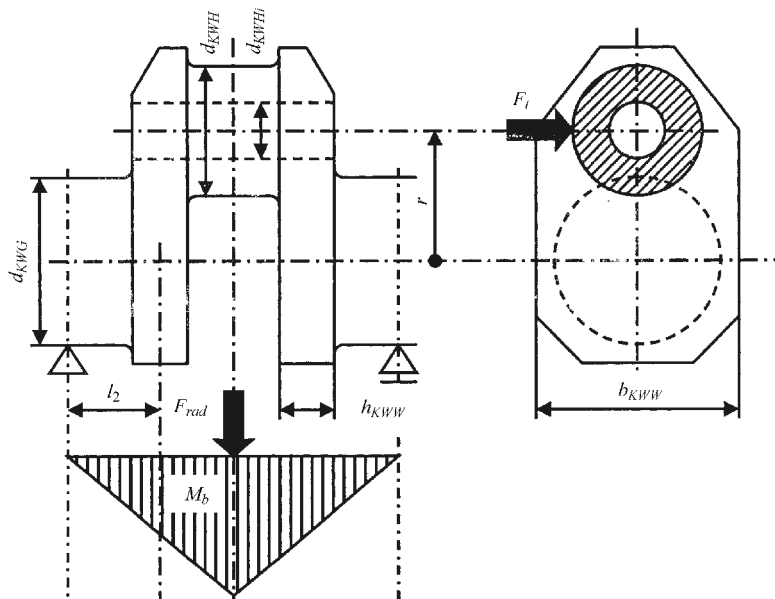


图 4.4-10 标称应力计算用曲柄参数

式中, M_T 是扭转力矩 (见 C); d_{KWH} 以及 d_{KWHi} 是连杆轴颈的外径和内径 (如果有的话); F_t 是在连杆轴颈上作用的切向力; r 是曲柄半径。而且切向力是随着曲柄角度变化的数值。为了限制由于扭转振动造成的扭转力矩提高, 它是由切向力曲线的谐波激励的, 因此将由其产生的转矩视作为“静的”。单个曲柄转矩值的重叠在单个的主轴颈及连杆轴颈上产生非常不同的“静”转矩振幅, 应单独求得 (图 4.4-11)。最终是扭振计算中的最大转矩振幅。以强制扭振激励的多质量扭振模型为基础, 还原曲柄机构, 包括飞轮和带轮以及扭振减振器 (参见如 [E10])。在多缸发动机上会出现突出的扭振谐振。最低固有频率自然振动形状的振动节点处于飞轮一侧曲柄范围。

如前所述, 考虑到曲柄最大的负荷, 弯曲和扭转的负载情况在时间上及位置上 (例如关系到内凹角处) 不能精确地同时发生。用于简化的计算利用附加安全性的论点可以将其忽略。由名义应力和应力集中系数 (见 4.4.2.5.2 节) 计算最大应力。给出针对疲劳断裂的安全性和结构强度的说明。

F) 比较应力

由于处于多轴应力状态, 用于评价曲轴的结构强度必须采用比较应力。交变应力下形变能假说最佳适用于韧性材料^[E1, E4]。用于两轴应力状态通过公式 (4-99) (4.2.4.2 节), 以及用于三轴应力状态通过公式 (4-105) (4.2.4.3.4 节) 表述。应力 σ_1 、 σ_2 和 σ_3 是由弯曲和扭转引起的应力状态的主应力。剪应力可以按照 [E12] 忽略, 因为不在切口基础的表面起作用。

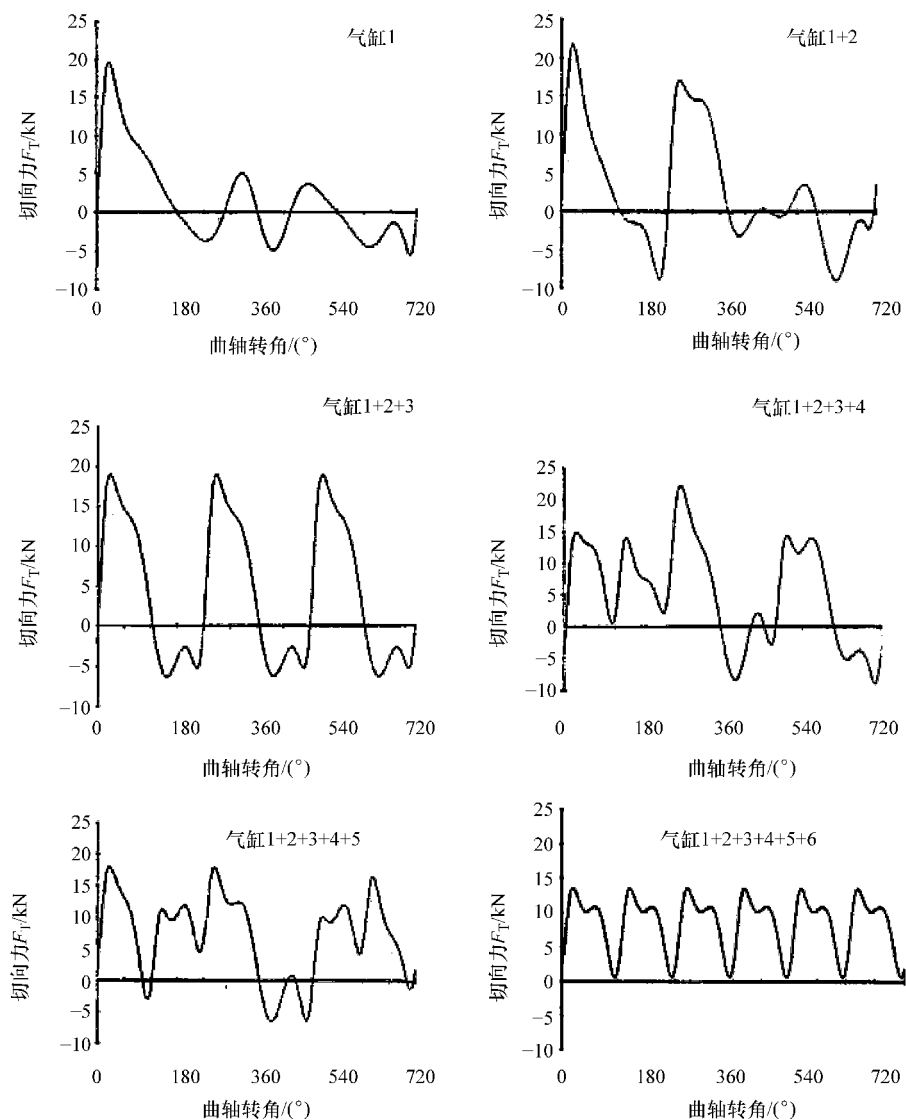


图 4.4-11 以一台 L6 四冲程发动机为例的切向力的叠加 (引自 [E11])

首先,应在四冲程发动机的整个工作循环中 720° 曲轴转角内观察弯曲和扭转的应力曲线。如果只考虑一个曲柄,并且不考虑在 V 形发动机上 V 形气缸组大多在一个曲柄上工作的特殊关系,由于弯曲在气缸上止点 (ZOT 和 GOT) 出现最大的相对的偏移。在这一位置上的弯曲应力称为 σ_{bZOT} 和 σ_{bGOT} 。当仅是源于气体力的弯曲应力 σ_{bGas} 仅围绕 ZOT (点火上止点) 出现时,围绕 ZOT 和 GOT (排气上止点) 具有归诸于振动惯性力的弯曲应力 σ_{bmasOT} 。为此,上限应力 σ_o 和下限应力

σ_u 可以计算为:

$$\sigma_o = \sigma_{bZOT} = \sigma_{bGas} - \sigma_{bmasOT} \quad (4-151)$$

$$\sigma_u = \sigma_{bGOT} = -\sigma_{bmasOT} \quad (4-152)$$

考虑到应力集中系数首先应使用最大应力。涉及扭转应力曲线也应相应处理。此时最大值出现在 OT (上止点) 以外。

现在应将变化的与静止的应力部分分离开:

$$\text{交变弯曲应力振幅 } \sigma_{ba} = \pm 1/2(\sigma_o - \sigma_u) = \pm 1/2\sigma_{bGas} \quad (4-153)$$

$$\text{平均应力 } \sigma_{bm} = 1/2(\sigma_o + \sigma_u) = 1/2(\sigma_{bGas} - 2\sigma_{bmasOT}) \quad (4-154)$$

$$\text{交变扭转应力振幅 } \tau_{Ta} = 1/2(\tau_o - \tau_u) \quad (4-155)$$

$$\text{平均应力 } \tau_{Tm} = 1/2(\tau_o + \tau_u) \quad (4-156)$$

用于比较应力——见公式 (4-157) 和 (4-158) ——弯曲及扭转应力在时间上必须正确分配, 即: 不论是由最大弯曲应力, 还是由最大扭转应力出发。总是重叠的应力必须与相关曲轴转角联系起来。

不再特别提及的弯曲应力由于曲轴旋转的惯性力以及分担的连杆质量仅在平均应力中进行讨论。

用于与相关曲轴材料的疲劳强度图相比较, 最终还必须求得比较应力偏移 σ_{va} 和比较平均应力 σ_{vm} :

$$\sigma_{va} = \pm \sqrt{\sigma_{ba}^2 + 3\tau_{Ta}^2} \quad (4-157)$$

及

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{bm}^2 + 3\tau_{Tm}^2} \quad (4-158)$$

材料的交变强度随平均应力增加而减小。平均应力还可以给出提示, 是否很强烈地损害了主轴颈和连杆轴颈的圆角。在可比较的数值上, 连杆轴颈圆角^[E9], 在气体力加载时出现拉应力。平均应力大多与交变应力偏移相比较较小。因此在这种情况下涉及有关断裂安全性的结论对于出现的交变应力的限制足够^[E12]。

在少缸数发动机上弯曲应力占优势。相对来说扭转应力在第一个近似值中可以忽视。围绕点火上止点最大值达到的弯曲力矩与由切向力产生的转矩的最大值在时间上不同时发生。除了很高的弯曲应力外, 输出端的曲柄还具有完全的有效力矩。由于切向力的波动造成的最大的交变应力在多缸发动机上不出现在飞轮端, 而是出现在曲轴中心, 即转矩波动相对较大的地方。根据其相位在单个曲柄上产生的转矩与飞轮端发动机转矩相加, 由曲柄到曲柄意味着, 转矩的不均匀性逐渐平衡 (见图 4.4-11)。有效转矩为相对于曲轴转角的转矩曲线的积分。

4.4.2.5 曲轴受力情况

4.4.2.5.1 最大应力区域

曲轴最大应力在于主轴颈和连杆轴颈与曲轴曲拐之间的内凹角及过渡圆角上。最高拉应力负荷 (弯曲/气体力) 的区域, 即连杆轴颈/曲轴曲拐的过渡区是特别

危险的。负荷出现在一个限制很窄的表面范围,以至于只有接近于表面的应力状态才具有意义^[E2]。这是在没有外力介入的圆角内(第3个主应力消失),弯曲时为二轴的(在纵向及切线方向的中间断面)^[E2,E13]。如在[E13]中提及的,比较应力非常精确地符合主应力($\sigma_p \approx \sigma_1$),证明对此的限制是正确的。最大应力当然是在纵向切点平面以外的切线方向偏移^[E9,E14],特别是在轴颈相切^[E2]及空心轴颈时。后者最大应力由圆角范围向轴颈方向移动^[E14]。为了提高圆角中的强度不可避免使用后处理^[E15](见4.4.3.4)。

其他关键的范围是那些供油孔向轴颈表面交接的地方。为了避免出现扭转疲劳裂纹,油孔位置应有尽可能低的应力。

4.4.2.5.2 弯曲及扭转应力集中系数

曲轴局部应力超高描述为应力集中系数。它给出哪些因素造成在设计过程中产生的外部形状(结构)超过了名义应力。并在接近于实际设计载荷时确定了通常应力计算的精度。为了求得精确的并为此所需要的应力集中系数总是要进行研究工作。最著名的是[E16,E17,E18],以及用于高速活塞发动机的[E13]。当然,要想覆盖实践的整个宽度,参数变量以及分级还是不够的。

弯曲应力集中系数通常关系到具有恒定弯矩的曲轴负荷。为此,关于在曲拐上实际使用什么样的弯矩曲线的问题,在形式上是可以回避的。此外,在主轴颈和连杆轴颈的应力之间没有区别。

在实践中,弯矩曲线在静不定的支承时也为三角形的。三角形的弯矩曲线对于考虑到横向力的影响是必要的。测量结果显示,在主轴颈圆角的应力经常要高于连杆轴颈的圆角。

但是,例如[E16]也关系到圆角中具有拉应力负荷的连杆轴颈。按照[E13],在相同的轴颈直径及忽略横向力时关系是等值的。表面上的矛盾可以在相当大程度上解决,如果注意到附加的边界条件的话。在细的曲柄臂以及较大的轴颈相交时,在车用发动机上(特别是乘用车),主轴颈侧的圆角承受很高的负荷。与此相对的,在大型发动机用曲轴上也积累了很多经验。此外,[E3]指出了在曲柄臂上由横向力产生的压应力(图4.4-12)。这至少在理论上降低了连杆轴颈侧圆角的缺口抗张应力,并实际上提高了主轴颈圆角的缺口拉应力(假设气体力负荷)。

为了弥补这一缺陷,内燃机研究联合会(FVV)在以前曾经推行过研究计划^[E19,E20]。FVV应力集中系数覆盖了至今最大的考虑到的范围,并在与其他已知的应力集中系数比较中提出较高精度的要求。弯曲应力集中系数关系到曲柄臂横截面,以此区别于其他当时的研究。

σ_{bn} 和 τ_{Tn} 为弯曲及扭转应力, α_b 和 α_T 为相关应力集中系数,取决于结构参数,即造型。可以主动理解为,应注意最高负荷的曲拐。最大应力计为:

$$\sigma_{bmax} = \alpha_b \sigma_{bn} \quad (4-159)$$

及

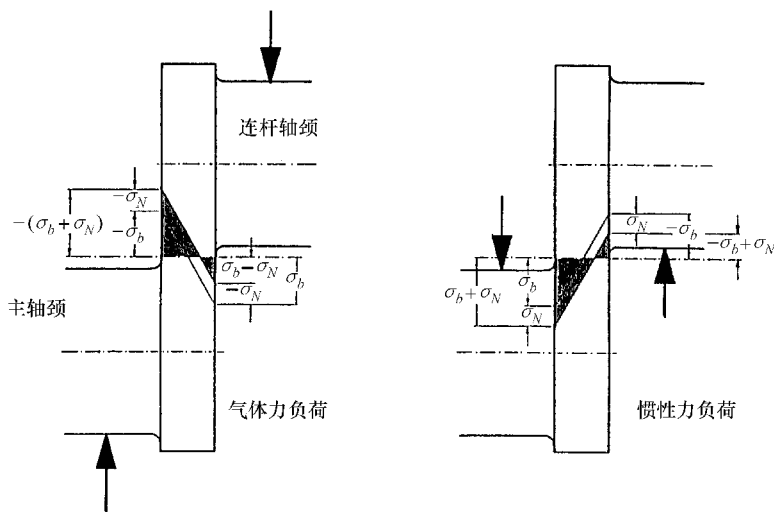


图 4.4-12 曲柄臂上弯曲力和横向力负荷的重叠

$$\tau_{Tmax} = \alpha_T \tau_{Tn} \tag{4-160}$$

用于计算不同轴颈直径的应力集中系数使用以下设计参数（图 4.4-13）：

- 主轴颈与连杆轴颈孔内径
- 曲柄臂宽
- 曲柄臂厚
- 曲柄重叠度
- 主轴颈及连杆轴颈的内凹角圆角

仅使用无因次的形状参数，主轴颈内凹角圆角仅关系到主轴颈的直径。后者在以下的有关主轴颈过渡的示例中没有意义。曲拐参数的影响因数为所涉及的形状参数的幂函数。应力集中系数本身是关键影响因数的产物，此外应与情况特定的常数相加。弯曲应力集中系数计算的示例应加以说明，隶属于“具有横向力的弯曲，连杆轴颈过渡”的情况（表 4.4-2 见 [E21]）：

表 4.4-2 关系到的形状参数（指数 KW 指曲轴下标扩展 H，Hi，G，Gi，W 和 Zu 见表左文字说明）

连杆轴颈孔	$d'_{KWH} = d_{KWHi}/d_{KWH}$
主轴颈孔	$d'_{KWG} = d_{KWGi}/d_{KWH}$
侧面宽度	$b'_{KWW} = b_{KWW}/d_{KWH}$
侧面厚度	$h'_{KWW} = h_{KWW}/d_{KWH}$
轴颈相交口	$s'_{Zu} = s_{Zu}/d_{KWH}$
半圆槽活动半径（连杆轴颈）	$r'_{KWH} = r_{KWH}/d_{KWH}$

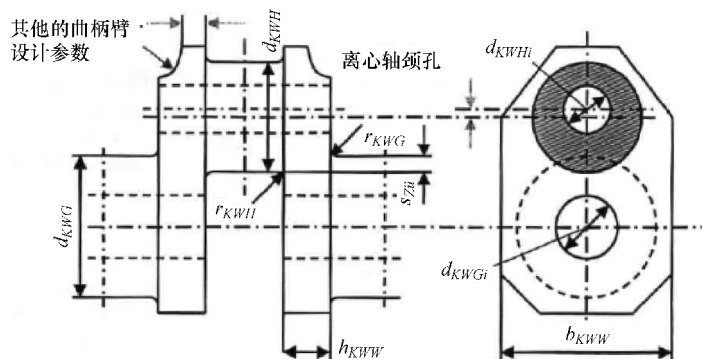


图 4.4-13 用于计算应力集中系数的曲拐的形状参数

借助于形状参数计算影响因素

$f_1(d'_{KWH})$, $f_2(d'_{KWG})$, $f_3(b'_{KWW})$, $f_4(h'_{KWW})$, $f_5(s'_{Zu}, h'_{KWW})$, 和 $f_6(r'_{KWH})$ 。最后可以给出以下形式的应力集中系数:

$$\alpha_b = \text{常量} \cdot f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \cdot f_4 \cdot f_5 \cdot f_6 \quad (4-161)$$

$$\text{常量} = 2.6914$$

$$f_1 = 0.9978 + 0.3145d'_{KWH} - 1.5241d'^2_{KWH} + 2.4147d'^3_{KWH}$$

$$f_2 = 0.9993 + 0.2700d'_{KWG} - 1.0211d'^2_{KWG} + 0.5306d'^3_{KWG}$$

$$f_3 = 0.6840 - 0.0077b'_{KWW} + 0.1473b'^2_{KWW}$$

$$f_4 = 2.1790h'^{0.7171}_{KWW}$$

$$f_5 = 1.5158 - 4.1032h'_{KWW} + 11.1919h'^2_{KWW} - 13.6064h'^3_{KWW} + 6.0668h'^4_{KWW} \\ + s'_{Zu}(-1.8642 + 8.2592h'_{KWW} - 18.2273h'^2_{KWW} + 18.5190h'^3_{KWW} - 6.9252h'^4_{KWW}) \\ + s'^2_{Zu}(-3.8399 + 25.044h'_{KWW} - 70.5571h'^2_{KWW} + 87.0328h'^3_{KWW} - 39.1832h'^4_{KWW})$$

$$f_6 = 0.2081r'^{-0.5231}_{KWH} \quad (4-162)$$

弯曲应力集中系数关系到曲柄臂上假定的弯曲应力, 扭转应力集中系数关系到总是观察的轴颈上假定的弯曲应力。通常应分为以下情况:

- (1) 纯弯曲, 连杆轴颈过渡圆角
- (2) 纯弯曲, 连杆颈过渡圆角
- (3) 带有横向力的弯曲, 连杆轴颈过渡圆角
- (4) 带有横向力的弯曲, 主轴颈过渡圆角
- (5) 扭曲, 连杆轴颈过渡圆角
- (6) 扭曲, 主轴颈过渡圆角

考虑到横向力, 对于主轴颈, 由于那里弯曲负荷和横向力负荷不利的重叠, 还应该附加使用横向力应力集中系数 α_q [E19 - E21]。曲柄臂上的足够的法向应力由横向力及有代表性的曲柄臂横截面进行计算。最大应力为:

$$\sigma_{\max} = \alpha_b \sigma_{bn} + \alpha_q \sigma_{Nn} \quad (4-163)$$

两个形状参数的原理作用还是值得一提的。还有带有内孔的轴颈。如果在主轴颈上有孔的话，考虑到弯曲在主轴颈过渡上具有正面影响，在连杆轴颈过渡上具有负面影响。在有孔的曲柄轴颈的情况时，会显示出相反的影响。同样不应删除的形状参数是曲柄臂的颈高（斜面）。较大的颈高在弯曲时对于连杆轴颈过渡的关系起到正面作用，而对于主轴颈过渡起到负面作用。扭转时这一关系相反。

4.4.3 曲轴结构强度

4.4.3.1 船用发动机曲轴设计规范

在探讨“结构强度”的话题时，涉及大型发动机用曲轴的大量计算工作，特别是不能完全忽视船用发动机的设计规范。分类机构直接采纳对于曲轴设计的影响（见 [E22]）。在此，规范化设计规定的目标是，应完全普遍地将结构强度，换言之之为曲轴的工作强度，通过一个安全数值进行表达，即：安全数值 = 材料的交变疲劳强度/最大的比较应力。

4.4.3.2 危险截面抗弯扭模量及应力集中系数

曲轴的结构强度取决于其结构及所应用的材料。精确的表述的相应数值为：

- 轴颈曲柄臂内圆角比较应力形式的最大交变应力幅度，以及
- 曲轴成型工艺、强化工艺以及加工形貌在这一最高负荷的位置上实际上局部具有的交变疲劳强度。

动态材料特性值以在试棒上的测量结果为基础。由这一结果到零件上的应用带来巨大的问题。这一事实情况在技术文献中被进行了不同的评价。当一方面用应力集中系数求得的最大应力可以直接与材料特性值进行比较时^[E9, E23, E24]，而在其他地方应力集中系数 α 首先换算为缺口应力集中系数 β ，以便可以与试棒的疲劳强度进行比较。值得考虑的是，在 [E9] 中提及的疑问，在很少保护的缺口应力作用下试验支撑的应力过高应给予新的解释。

缺口应力集中系数 β 在平整抛光的试棒上进行确定。给出与缺口试棒相反的耐久强度的比例关系。应力集中系数 α 和缺口应力集中系数 β 与缺口应力集中敏感性系数 η_{Kerb} 相关联^[E15 - E27]。 α/β 的比例关系也标识作为（动态）支撑系数，取决于所谓的材料特定的“等效缺口半径”及没有缺口（光亮试棒）以及带有缺口（最大负荷的位置，即在缺口根部）相关的应力下降 $(d\sigma/dx)_{\max}/\sigma_{\max}$ 。局部最大的应力梯度仅关系到最大应力。用于钢材将 β 作为 α 函数的近似公式见 [E3]。在这一方面应参阅相关文献。

4.4.3.3 曲轴材料疲劳强度与安全系数

材料的疲劳振动强度没有恒定的数值。在文献中描述了不同的方法，用于由断裂强度计算拉压力以及弯曲交变疲劳强度 [E9, E28 等]。通常在曲轴上涉及的弯曲交变疲劳强度普遍较高。对此的原因是弯曲受力时横截面上的应力下降。由于局

部应力分布形状越不同及相关应力集中越倾斜以及材料的缺口对疲劳越不敏感，振动强度便越高。其疲劳强度取决于以下因素影响 [E2, E4, E23, E29]：

- 热处理（正火，调质）
- 铸造材料（EN - GJS - 3 至 EN - GJS - 800 - 2）或锻造材料（非合金，微合金或调质钢）
- 材料体积影响：随着零件体积的增大，疲劳强度下降（零件体积降低了相关的应力下降并损坏了锻造比）
- 锻造比，锻造方式：锻件的淬透性，扩散退火，有利的纤维方向，锻件毛坏的特征（分型线，缺陷点及缩孔，纯度，材料的内部应力集中）
- 表面粗糙度，表面后处理提高的强度
- 温度影响（工作温度至 150℃ 时的高温强度当然仅具有很小的意义）
- 内应力（不可能普遍考虑）。

困难在于，在试棒上求得的交变强度应换算为实际具有的与零件相关的数值。为此必须可以评价所有列举的影响因素^[E26]：

$$\sigma_{bw}^* = \sigma_{bw10} \cdot \text{尺寸因素} \cdot \text{表面粗糙度} \cdot \text{表面强化处理} \cdot \text{锻造工艺及其他} \quad (4-164)$$

式中， σ_{bw} 是弯曲交变强度；* 表示零件属性；指数 10 表示，试棒直径为 10mm，并与相关系数相乘。

按照 [E2] 还不可能影响进行定量的理解。这一观点典型用于以前的出版物。其他著作者^[E2, E9, E26]支持 [E24]，该文献原则上正确理解了使用以下公式的关系：

$$\sigma_{bw}^* = \sigma_{zdw} \left(\text{“系数”} + \sqrt{r^* \chi} \right) \quad (4-165)$$

式中，“系数”包括内部缺口应力集中系数或表面参数（较小的数值是决定性的）； σ_{bw}^* 是与零件相关的弯曲交变强度； σ_{zdw} 是试棒的拉力压力交变强度； r^* 是由硬度或断裂强度估计得出的等效根部半径； χ 是在 4.4.3.2 节中定义的相关应力下降（见给出的来源）。

内燃机研究联合会（FVV）正在努力制订用于曲轴材料疲劳强度计算的最佳基础标准^[E23, E24]。由此在图 4.4-14 中显示的计算示意图中得出对于锻造试棒断裂强度的结论。

通过相关公式求得假定的无缺口试棒的近似值。通过取决于带或不带金相组织参数的相关应力下降的支承指数，进行对于假定的带缺口的试棒的换算。这一组合的系数考虑到技术及表面。得出的弯曲交变强度 σ_{bw}^* （见 [E10]）可以直接与交变应力振幅 σ_{va} （比较应力）在零件上进行比较。系数描述了相对于疲劳断裂具有的安全性：

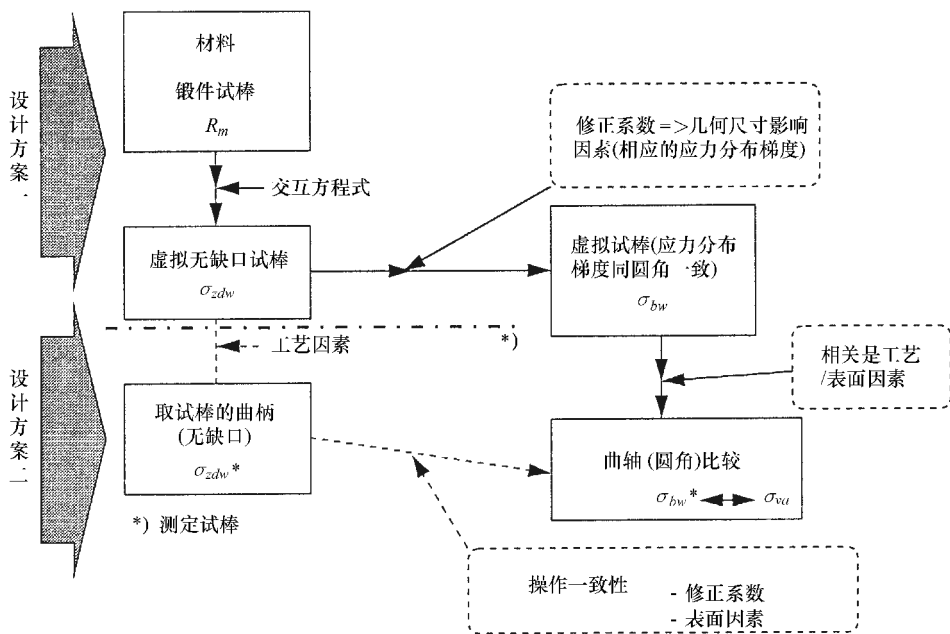


图 4.4-14 曲轴材料交变强度计算示意图（按 [E23, E24]）

$$S_D = \frac{\sigma_{bw}^*}{\sigma_{va}}$$

$$\sigma_{bw}^* = 0.9009(0.476R_m - 42)(1 + \sqrt{0.05\chi}) \left[1 - \sqrt{(1 - o_k)^2 + (1 - i_k)^2} \right]$$

抗拉强度: R_m [MPa]内应力集中系数: $i_k = 1 - 0.2305 \cdot 10^{-3} R_m$ 外应力集中系数: $o_k = 1.0041 + 0.0421 \cdot \lg R_t - 10^{-6} R_m (13.9 + 143 \cdot \lg R_t)$ 表面粗糙度: R_t [μm]

$$\text{最大应力方向相对应力梯度(弯曲): } \chi = \frac{2}{r_{KWG, H}} + \frac{2}{d_{KWG, H}}$$

圆角曲率半径, 与计算圆角相连的轴颈外径: $r_{KWG, H}, d_{KWG, H}$ [mm] (4-166)

平均应力影响可以单独考虑。并且此处使用的疲劳强度图也具有优点。当然, 如前所述, 需要换算为圆角中的特殊比例关系。涉及这一点以及关于可供使用的曲轴材料疲劳强度图的质量, 还存在一定的弱点。按照 [E3], 如果所有影响在相当大的程度上都包括在内, 大约 1.3 的安全性是足够的。这一数值适用于大型发动机的曲轴。考虑到乘用车和商用车用曲轴具有一定的不安全性。

4.4.3.4 曲轴材料及制造工艺

对于动载荷强度和刚性很高的要求, 首先由调质钢锻造的曲轴来实现 (例如 30M5、41Cr4V80、25CrMo5 和 42CrMo4)。此外, 通过锻造余热控制冷却调质的比较物美价廉的微合金钢也不断得到广泛的应用。在较低负荷的曲轴上, 主要是用于

自然吸气式汽油发动机，不论是考虑到毛坯制造还是考虑到可加工性，都使用价格有利的质量等级为 EN - GJS - 600 - 3 至 EN - GJS - 800 - 2 的球墨铸铁^[E30]。球墨铸铁的优点涉及稍低的材料密度以及可选择空腔的形式及复合的零件质量。缺点是，明显较低的弹性模量（较低的刚性）以及较低的动载荷强度及断裂延伸率。铸造如同锻造一样，前提是要有一个与制造工艺匹配的毛坯结构。大批量锻造生产使用模锻。大型曲轴可以使用自由锻，最大的曲轴（用于低速两冲程大型柴油发动机）采用“组装”法。只有在较高的要求时才采用全面的加工。在较大的曲轴上采用高强度螺栓固定配重块。用于提高轴颈与轴颈臂之间对于应力关键的过渡及内凹角圆角处的疲劳强度的措施是必不可少的。这关系到，应加强边缘层并建立压力内应力。可用的方法包括由挤压以及滚压（辗压）经过强度喷丸（冷硬化处理）、感应淬火（仅限于小轴颈直径）和渗碳直至渗氮以及抛光处理。这些方法对于提高疲劳强度起到不同的作用。渗氮的深度效果也很低。感应淬火在成本与提高强度之间提供了良好的关系。在汽车发动机上也使用轴颈淬火工艺。

4.4.4 曲轴强度 CAE 模拟计算

4.4.4.1 曲轴概念设计阶段的计算分析

将曲轴设计至少分为两个阶段进行是有意义的：

- 概念阶段
- 设计阶段

在概念阶段首先应确定主要尺寸及所需要的平衡。注意力应放在保证尽可能小的零件质量上。为此应近似审核主轴承及连杆轴承的承载能力。将以部分经验的“分析方法”（见 4.4.2.4、4.4.2.5 及 4.4.3 节）为基础的通常的强度计算联系起来应用。为了求得最大扭转应力，首先必须进行 1D 扭振计算。包括飞轮的确定及应选择的扭振减振器。但是，目前在概念阶段也不断增加使用昂贵的曲轴模型计算。

如果应用基本方法曲轴可以大致满足设计准则的话，随后的设计阶段应进行精确分析。至迟在此应使用 3D 多体动态（MKS）、有限元法（FEM）以及组合在一起用于在其系统环境中构建曲轴，或者仅用于部分任务时使用边界元法。

在此期间已经满足当今的技术水平，可以尽可能接近于实际地描绘出对于设计起到决定性作用的形象：

- 在整个工作循环中所有空间分布的及时间上给予的内外力以及弯矩作用下的多轴承支承（静不定）的曲轴的负荷
- 考虑到由于耦合的振动包括其阻尼（旋转的曲轴的弹性、动态变形）的附加影响
- 考虑到陀螺仪效应（例如飞轮摆动）
- 考虑到只是有限抗弯刚性的气缸体与弹性挠性轴承座（轴承支承作用）的

反应（包括惯性作用）

- 考虑到间隙附带的同样弹性变形的主轴承孔与润滑油膜非线性的液力反应（EHD）。

可选的第三个阶段用于最终细节优化。这涉及由第2阶段基础知识的设计匹配直至建模的细化（建模深度）。后者涉及多体系统的质量包括其他系统元素的连接，由附加的弯曲振动减振器经过整个发动机直至变速器及驱动机构。并且，把附加的首先是未考虑到的边界条件计算在内也是有意义的。仿真模型的质量可以借助于测量值验证。举例来说，扭振及弯曲振动共振在减振器毂上可以相对简单地得到证实，在曲轴上的DMS测量相比之下非常昂贵。

4.4.4.2 曲轴的多体动力学复合模型计算分析

鉴于日益降低油耗的必要性，降低摩擦减轻质量及紧凑的结构在曲轴设计时都意味着新的挑战。提高的负荷分布在较轻的零件质量及较小的轴颈截面上，在这一动载荷很高的部件上根据耐久强度应设计得接近于极限。这是越来越复杂的计算模型的前提，以及具有同等意义的有关动载荷下材料特性的相应知识。

由于缺少较昂贵的计算解题途径，直至不久前在设计实践中一直坚持使用以通常的“分析方法”为基础的曲轴设计方法。这一直是公认的，在1985~1995年间出现了许多有希望的计算方法，逐渐克服令人不满足的状况（见[E31]至[E35]）。自1990年代末，在此期间出现了大量复杂的计算模型，可以满足前一节中提及的要求，现在在零件开发过程中也还在一直积极地得到应用（见[E36]至[E40]）。

伴随着计算模型不断增长的复杂性而来的是，同时努力降低计算耗费也是具有意义的。这关系到在不削减值得提起的结果质量的同时允许的备用模型的简化（见[E36]至[E38]）。后者大多作为模型浓缩来表示——一个在此不统一使用的概念——并可以预示以下方法，以分布曲轴任务特定的备用模型为依据的方法（图4.4-15，见彩插）：

- 基础是一个在零件结构框架中搭建的带飞轮及扭振减振器的3D-CAD实体建模

- 由此可在实体元素的基础上离散出曲轴结构的FE模型，也将在后置处理框架中用于随后的应力计算（图4.4-16）。

- 用于曲轴动态计算——意为耦合的弯曲、扭转及轴向振动——可以简化为一个例如在几何上抽象的但在动态上等值的3D模型。

- 强迫振动由动态计算得出。提供了用于一定工作时间点的局部动态节点移动。由此可以用这一模型计算切向力及力矩以及轴承的反应。

- 用于应力计算使用动态曲轴变形，可选用切向力及力矩，在关键范围体现出足够细网格的FE结构。

- 用于与静定的单曲柄模型联系在一起的扭振计算（传统的“分析方法”）

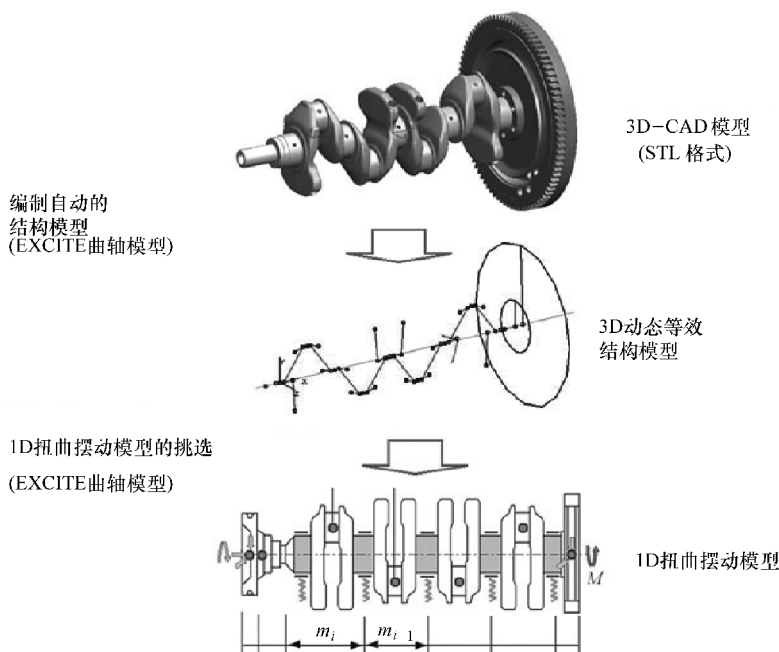


图 4.4-15 模型概述：应力及动态计算用曲轴代用模型

使用一个 1D 多质量扭振模型足够，可以接近于传统方式进行推导（见 [E9, E41]），或者可以基于 3D 条质量备用模型。后者避免了原理上的缺陷并允许考虑轴承的刚性影响。

显而易见，利用唯一的计算模型进行动态曲轴计算是不可行的。显然一个精细网格化的针对应力计算的动态计算用 FE 模型是不适用的。除了前面已经提及的模型以外，还存在用于任意噪声及振动技术问题所使用的“模态压缩”的可能性。在建造这一模型时进入到运算前处理阶段：

a) 在非常简化的模型上，也被称之为刚性模型，首先应以合适的方式将实际的质量分布降低到节点质量可观的数量。节点质量既可由 CAD 体积模型也可由 FE 模型获得。备用条的刚性由在一个曲拐上进行的变形计算中得出。动力当量是固有频率及相关固有振动形状借助于 FE 模型进行计算的前提，通常标识为“模态分析”。通过比较及迭代匹配达成足够的协调一致。

b) 对于模态压缩的第二个可能性，产生如前所述的具有大大降低自由度数量的曲轴 FE 构造的“模态模型”^[E37]。模态模型以转变到所谓的“模态坐标”为依据（见附录 VI），在具有一定花费的强制振动计算后必须又转换为实际的坐标。

多体模拟（MKS）用于描述固体的刚性，通过确定的自由度相互结合起来。弹性体可以相互连接。允许固体运动和弹性零件变形的组合。弹性多体系统上的非线性动态计算将曲轴的柔性模型（线性柔性体）与其他柔性及刚性的附件（飞轮，

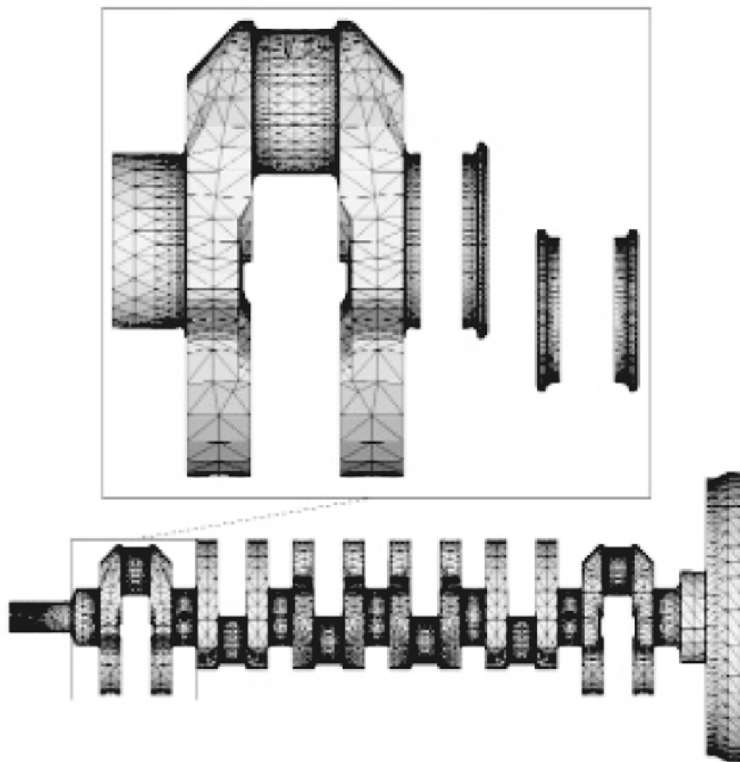


图 4.4-16 L6 发动机曲轴的有限元模型 (引自 [E39])

扭振减振器的初始质量) 尽可能接近实际地置入到非线性的环境中。在驱动系统方面包括连杆以及与总是在气缸中运行的活塞质量的关联。在缸体方面至少包括轴承座壁以及主轴承上具有液力 (EHD 接触) 或至少是非线性附件的弹性支承。曲柄机构子系统在自由的轴端 (链条、传动带或齿轮传动) 以及在输出端用于任意匹配可以与其他系统进行连接。在工作转速范围附加的共振及其对疲劳强度的作用应关注。常用的摩擦离合器被看作是软扭曲的, 并可在相当大程度上将发动机与变速器及驱动总成切断。但在试验台上并不能完全排除其他的关系。

按照这一方式, 整个结构由各种各样不同的联合在一起的子结构汇合起来。最后施加负载并确定边界条件。刚性的特性通过质量、刚性及阻尼矩阵的振动方程的线性系统在公式系统的左侧描述。但是这也具有一个扩展的形式。在公式系统的右侧不仅仅限制激励力的矢量 (气体力及惯性力), 还加入了两个其他矢量。分力一方面由接触元件的接触负荷引起, 另一方面取决于时间的零件的普遍运动由附加的质量作用引起。对于质量分量的普遍运动, 使用通常形式的脉冲及旋转定理。计算根据非线性系统特性在时间范围内进行。应给出初始条件, 并且计算时间使用具有可变步距的节省的积分算法^[E37]。

现时可供使用的多体模拟工具是基于一个“模态代表”，利用借助于模态压缩的去细化的可能性（见上面）。系统一方面通过其模态参数，即模态惯性及刚性特性、固有频率以及相关固有振动形状；另一方面以所谓的多轴“模态应力”的形式进行描述^[E39]。通过时间积分 MKS 计算提供曲轴的模态坐标，代表着在每个时间点单个振动模态的振幅。

所有固有频率形式的叠加提供了总变形量，这一叠加应与相关模态坐标进行权衡。属于每个振动模式的还有特殊的应力分布。这一模态应力提供了附加连接的 FE 计算。所有模态应力的线性叠加重又提供了总应力状态，应与相关模态坐标进行权衡^[E42,E43]。

与 FE 模型相反，这一方式补充为产生巨大影响的变形或切向力和切向力矩在一定程度上提供了可能性，使曲轴在仿真时可以直接承受负荷。按照这一方式，曲轴以及其他柔性的构造可以在多体系统中进行描述。图 4.4-17 举例显示了借助于 MKS 的曲柄机构动态仿真的计算过程图。常用的工作方式当然在细节中会显示出区别。



图 4.4-17 借助于 MKS 的曲柄机构动态仿真过程

例如在全负荷加速时，首先在整个转速范围给出有关共振的分解。除了转速以

外，在以下的加速时还应变换负载。对于关键的工况，应在一个工作循环中稳定求得局部瞬态应力曲线。一个具有 720° 曲轴转角的四冲程工作循环通常包括 256 ~ 720 个时间步骤，相当于曲轴转角由 2.8125° 至 1° 的分解。对于每一个时间步骤按照计算用于曲轴都存在一个变形及应力矩阵。对此有利的是必然正确考虑了弯曲、扭转及横向力负荷之间的相位关系。利用计算的比较应力可以根据具有局部有效的疲劳强度图评价负荷。最大主法线应力的符号还附加给出有关拉力或压力负荷的信息。最终局部的安全系数提供了对于工作强度准确的说法^[E43]（图 4.4-18，见彩插）。曲轴的负荷必须处于相关沃勒尔曲线的疲劳强度范围内。在此关联中指出了疲劳强度计算改良的方法。

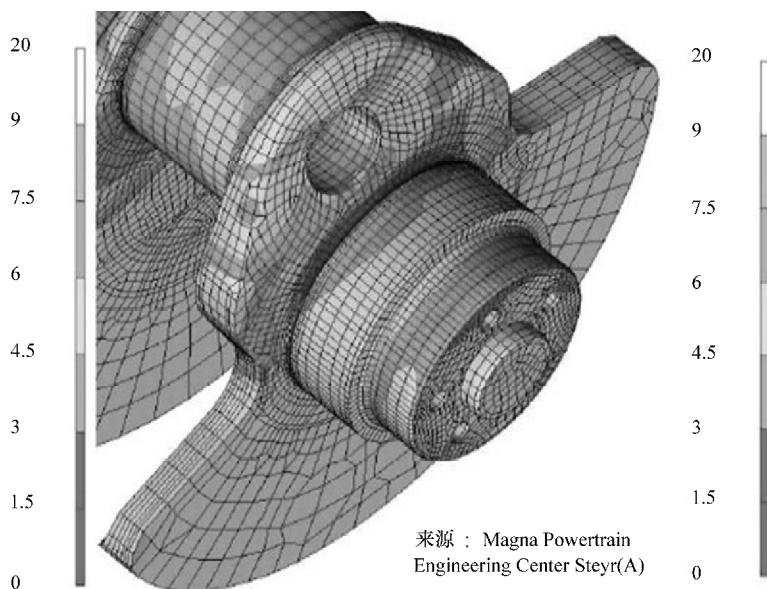


图 4.4-18 通过局部的安全系数表达曲轴的疲劳强度（引自 [E43]）

4.4.4.3 曲轴强度 CAE 计算分析小结

众所周知，有限元法（FEM）要求由合适的结构元件进行零件体积的渐近算法。边界元法（BEM）在这一特殊方面提供了优点，“仅”需描述零件表面，同样可以按照离散的方式描述^[E31]。在可以比较的精度下，原则上用于设置几何图形的耗费是很低的。BEM 在曲轴上进行应力计算时仅有时达到一定的意义。在此期间通常的多体仿真（MKS）用于曲轴动力学计算在其细节中以及数学 - 物理体现上可以有意义地减少。在此的可能性是一个粗糙的网络就足够了，通过常量元素直至已经多次提及的条形模型。

FE 模型的网格置于目标冲突之下。为了能够接近于实际地构成应力集中，局部必须是足够精确的。按 [E36] 建议，在过渡半径及内圆角半径范围在轴颈与曲

拐直径使用较优质的立方体元素。在深度中的网络，即层厚，应与足够精确地获取应力降进行配合。其他的容积可以用四面体元素塑造，同时油孔范围提出了特殊的要求。解决这一问题长久以来已知的是断面计算^[E34]（图 4.4-19）。与此同时还发现了 FEM 扩展方法的应用^[E32, E33]。在较大的变形时，不应将其与扭振联系在一起排除在外，应力与延伸的关联不再是线性的，并因此要求 FEM 非线性的应用。在动态计算时，如同在前面的章节中已经探讨过的一样，在使用“宏观元素”时，巨大的简化精度仍获得足够精确的结果。模型大小仅受到软硬件及计算时间限制。

使用 FEM 以及 BEM 及常规（分析）方法的应力计算的精度总是比较的对象。这样在气体力负荷下使用按 [E31] FVV 模数（见 4.4.2.5.2 节），在主轴颈过渡上表面上看来比连杆轴颈过渡存在较高的应力集中。FEM 及 BEM 的计算结果相反总是显示相反的比例。后者通过疲劳试验及实践证实，连杆轴颈断裂占大多数。这样的和其他的表面上的不一致性大多可以部分进行解释。总的来说在进行方法的比较时应考虑以下问题：

- 经常如同在乘用车曲轴上提及的情况——基于轴颈直径的参数曲柄壁厚度及内圆角外径，在其他情况下可能外推出处于 FVV 模数覆盖的经验范围以外的轴颈重叠。

- 曲轴曲拐上的应力曲线按照弯曲条型理论为非线性的。
- 许多试验研究证实了很强的由常规的（分析的）方法不能理解的曲拐形状的影响。

- 而且曲拐宽度仅根据平均值考虑。连杆轴颈范围中的实际的曲拐宽度通常小于计算的平均宽度。连杆轴颈范围中的曲拐宽度的扩大证实起到去负荷的作用。在个别情况时甚至较大的曲拐宽度在这一方向的移动也可能是特别有意义的措施。

- 特别是在 V 形发动机曲轴上曲拐扭转具有较大的意义。特别是具有连杆轴颈偏移的 V6 曲轴适用“Split – Pin”布置的情况，即在无中间曲拐的形式并只有部分覆盖的连杆轴颈，特别“软”。

几乎不太中立的零件尺寸影响的确定附着在所有在经验的基础上求得的模数上。

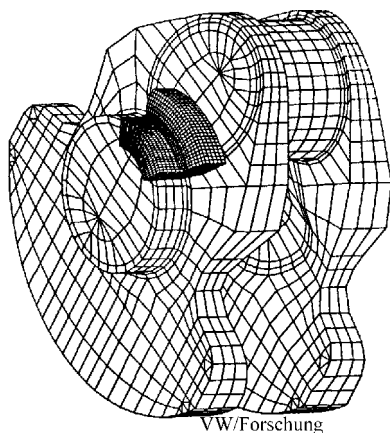


图 4.4-19 用于计算在轴颈过渡上（此时基于 10^8 次负荷变换通过组合的“滚动矫正”结构强度提高 35%，即避免在分离的硬化和补充的矫正时硬化部分的提高）内圆角半径（滚动半径）具有细化截面的 FEM 基础网格^[E34]

4.5 气缸体

发动机的核心部分——发动机缸体在专业术语中称为“气缸曲轴箱”，在此章节中缩写为 ZKG。它涉及两个构成发动机缸体的功能单元，即：气缸体（包括气缸的上部分）和曲轴箱（包括曲轴腔的下部分）。以下统一使用通常理解的概念“发动机缸体”。

发动机缸体必须与缸盖、缸垫及活塞一起对燃烧室密封，活塞在滑动表面、缸套、内衬或气缸中运行，曲轴轴承保证可以承受由燃烧产生的惯性力、惯性矩及反作用力。自然吸气汽油发动机由于至 100bar 的峰压造成的燃烧的反作用力，以及在柴油发动机上由 180 ~ 220bar 造成的反作用力，通过缸盖螺栓传导到缸体结构中。活塞急速的惯性力及燃烧的气体力相反通过曲轴轴承对缸体本身造成影响。活塞通过活塞法向力在气缸中支撑。静态及近似静态的力导致变形，在气缸范围通过活塞环提高保证燃烧室密封的耗费。动态力在缸体结构上引起固体噪声，在表面变换为空气噪声并通过发动机的承梁及轴承经缸体传导至汽车结构中（图 4.5-1，见彩插）。

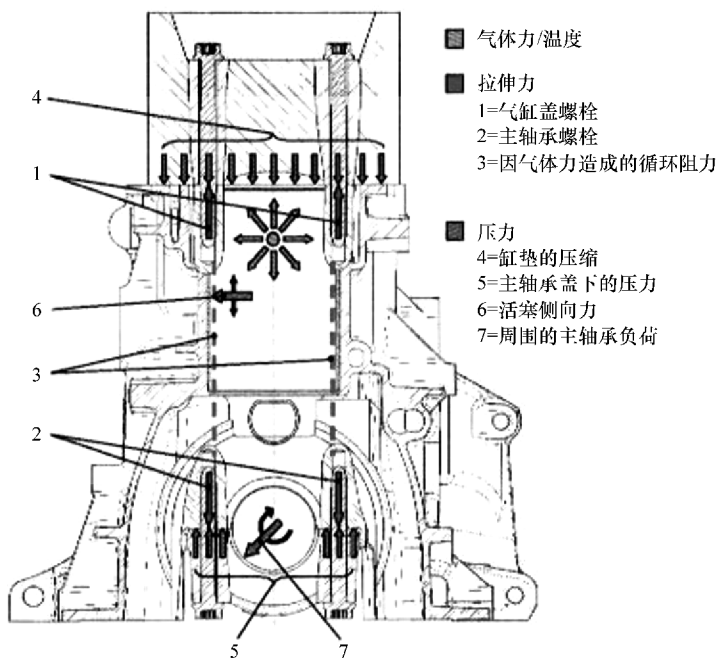


图 4.5-1 气缸体中的负荷^[F1]

在缸体上有多个附件，如发电机、转向助力泵、空调压缩机和水泵等，它们会

由振动激励起固体声。

可燃混合气燃烧产生的热量，一部分会直接传给缸体，一部分会通过活塞及活塞环传给缸体。导入的热量使缸体在活塞上止点对应位置产生强烈不均的温度分布，多缸铝合金缸体两缸间的缸壁，可以测到温度为 $190 \sim 230^{\circ}\text{C}$ ，活塞下止点位置区域的缸套则仅为 150°C （图 4.5-2）。

缸体是核心部件，不仅影响转矩和功率，还影响可靠性寿命、声学特性以及发动机的重量和成本。

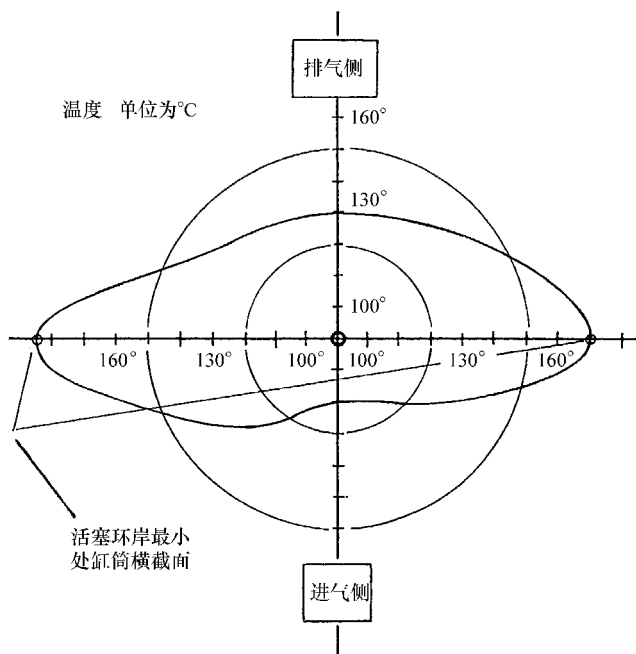


图 4.5-2 铸入式缸套 [压铸铝缸体中的灰铸铁（德标 GJL）缸套]
的铝缸体缸孔的径向温度分布呈椭圆形状（温度椭圆度）^[F2]

4.5.1 气缸体方案设计

气缸体一般都具有类似的结构，特别是乘用车用汽油发动机。提及缸体的方案结构，原则上可以归类为以下内容：

- 构造，设计结构，结构形式
- 铸造方法
- 材料
- 气缸孔工作面的工艺
- 曲轴支承

上面列举的气缸体方案各特征部分之间存在很紧密的关系，例如：在铝合金气

缸体上可能使用的摩擦工作面工艺是由铸造方法决定的。实际上实现这一方案当然要通过产量、成本、重量及生产工艺技术等方面的研究。在考虑到成本和重量时不能仅仅视气缸体而定。气缸体的结构及刚性也会对发动机的其他部件带来影响，例如：油底壳、发动机支架、覆盖件及密封件。

4.5.1.1 气缸体结构形式

当今在设计气缸体时，对于设计师来说，在结构设计细节方面已经没有更多要做的工作，基本结构均由成本目标、重量及噪声特性所决定。

原理上在曲轴支承方面具有很多的可能性。曲轴支承可以是单个的与气缸体用螺栓连接在一起的轴承盖，或者是一个连体主轴承盖结构，或者是一个集成的梯形框架形式，或者是一个独立的部件，即所谓的底板结构。底板结构是以一个发动机缸体上部和一个作为底板的下部件构成的分体式结构形式，可以满足较高的刚性要求。此结构的分型面处于曲轴中心轴线的高度平面。特别是在铝合金发动机缸体上这一设计形式经常出现。在国际上称之为“平底”如图4.5-3所示。

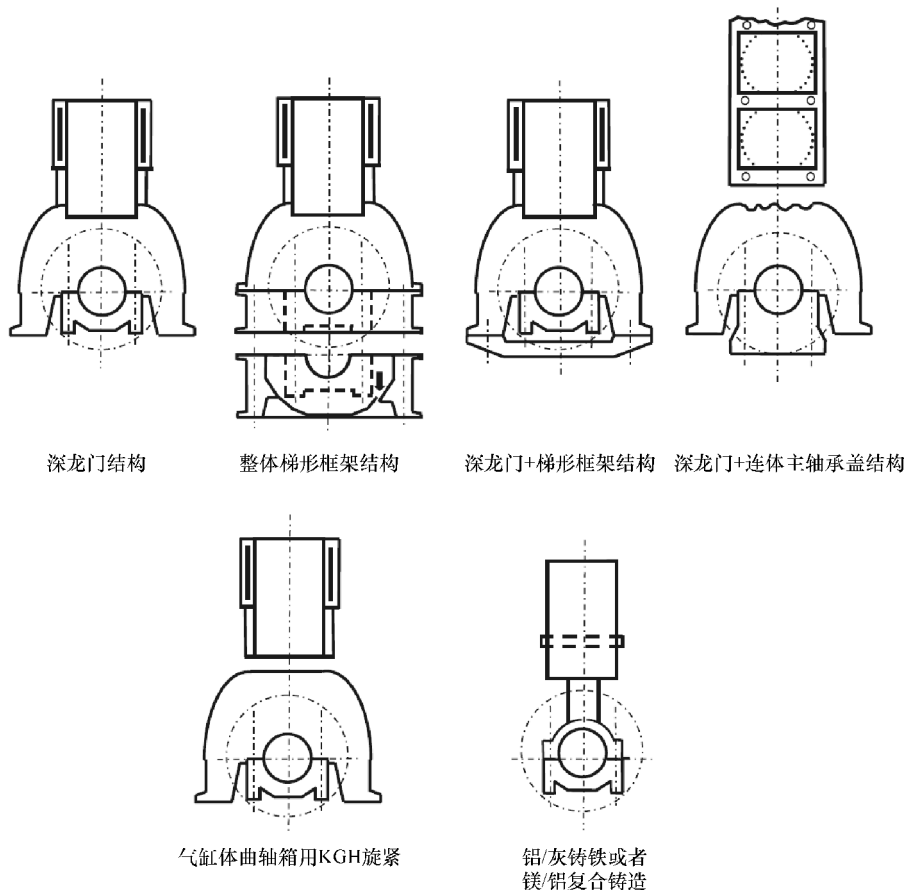


图 4.5-3 发动机气缸体应用的结构形式^[F3]

4.5.1.1.1 整体式与组合式气缸体方案

气缸体可以作为一个整体进行浇铸，即整体（包括气缸孔）都是由相同的材料构成的，或者由许多使用不同材料的不同部件构成。因此，发动机缸体方案分为整体式方案和组合式方案，图 4.5-4 和图 4.5-5 以铝合金气缸体为例，对这两种方案进行了描述。在技术方案选择时除了满足功能要求外还需特别考虑当前能快速占领市场的方案。

灰铸铁无缸套的整体式方案一直在乘用车发动机上应用。铝合金整体发动机缸体按照当今的技术水平要求仅可使用过共晶铝-硅合金。自 20 世纪 70 年代初就已经开始用合金 ALUSIL[®] (AlSi17Cu4Mg) 制造整体式发动机缸体。由过共晶熔化物在液相及固相温度之间的固化周期中离析出的初生硅（在 16% ~ 18% 硅含量的范围内）。适当暴露在气缸孔摩擦面的这些硬颗粒不用附加的配置就构成适用于活塞及活塞环运行的骨架。与其他方案比较，整体式发动机铝缸体的优点更为突出：

- 较轻的质量；
- 尽可能短的气缸长度（最小气缸间壁厚 4mm）；
- 降低热负荷；
- 较小的气缸孔变形（耐热及长寿命）；
- 因同活塞的热膨胀系数接近，能采用较小的活塞配缸间隙（较低的活塞噪声）。

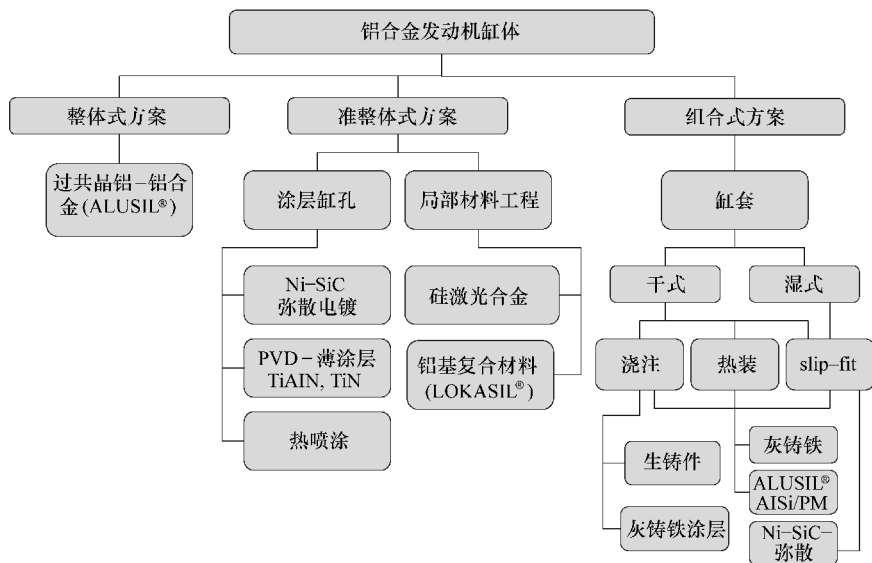


图 4.5-4 整体式、准整体式、组合式乘用车发动机铝合金缸体方案一览（乘用车及大量增长的商用车的灰铸铁缸体一般是整体式的，较大型柴油发动机则使用灰铸铁缸套）

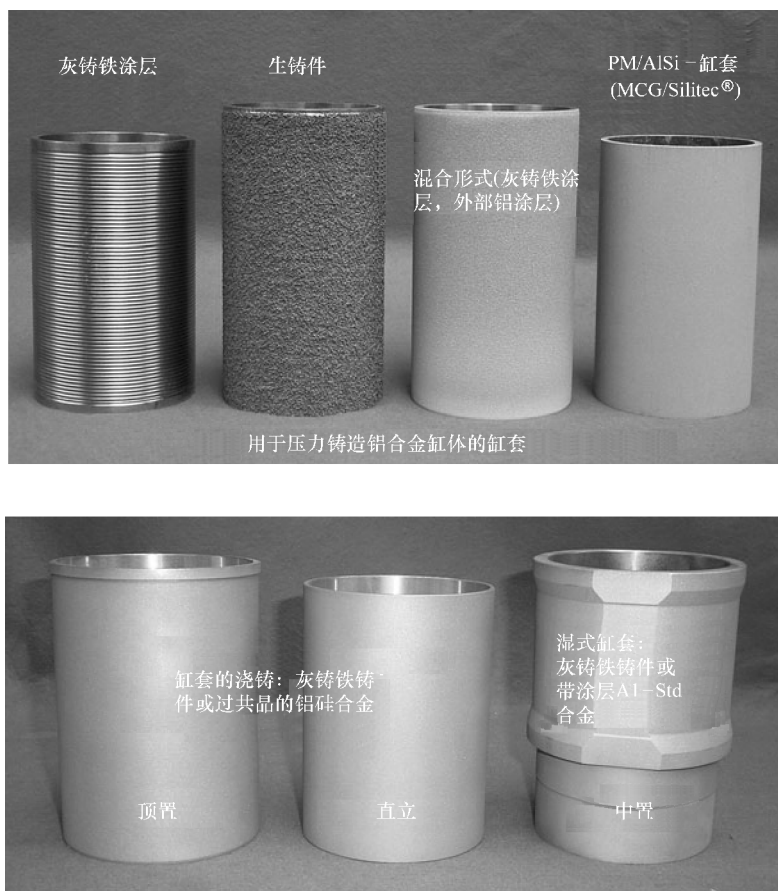


图 4.5-5 用于浇铸在压铸件中的不同的气缸孔摩擦面的形式 (上)
以及用于热套装及插入式的缸套 (下); 插入式湿缸套 (右下)

近年来出现了使用“局部”复合材料的材料工艺，即在浇铸时“*In - situ*” (译者注：拉丁文词组，意为在原处) 在气缸孔范围产生的局部复合材料 (MMC)，具有所要求的耐磨特性。原理利用在很高的铸造压力下“*Preforms*”的熔渗。本田 2.3L Prelude 使用的气缸体是当时投放市场的第一台发动机 (1996 年起保时捷 Boxster 以及 911 都使用了这一技术) (图 4.5-6)。

组合式方案支撑气缸套。“湿”式，即由冷却液环绕的缸套大多由灰铸铁制成并安装在配合孔中，并借助于 O 形环或平密封垫密封。干式缸套采用缩压、推压或铸造的方法。缸套铸造并不是在所有的铸造工艺中都是可能的。特别经济的方法是，用压铸方法铸造缸套，尽管这一方案可能与功能缺陷联系在一起。铝合金气缸体制造的道路首先是在日本开始的。

由于降低成本的压力，该方案也越来越在欧洲的汽油发动机上得到广泛的应

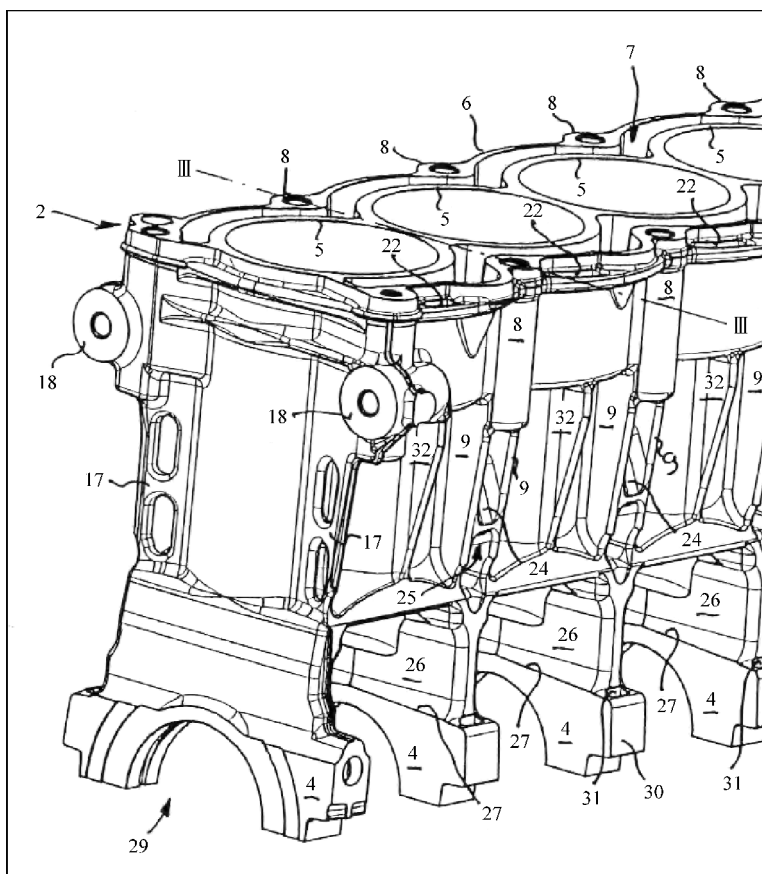


图 4.5-6 气缸体曲轴箱^[F4]

用。浇铸气缸套的优点是，仅需粗略车削，因此加工成本相对于湿式缸套是很低的。

最新的组合式方案不仅仅用于气缸套，而且可以浇铸整个的“支承结构”。宝马公司将其自 2006 年起便大批量生产的重力金属型铸造的铝镁合金气缸体中重熔由过共晶铝硅合金制成的镶套（图 4.5-7）。这一镶套为一支承结构，在这一结构中气缸体与水套、气缸盖螺栓和曲轴的轴承座形成一个总成。这一支承结构可以承受力。含有镁的重熔铸件实际上可以使曲轴箱达到密封。

当然整体式方案按照目前的技术水平是与低压铸造方法联系在一起的。由于低涡流的铸型填充以及能校正的固化质量的优点阻止了由于相对长的节拍时间带来的较低的填充速度，但至今这阻碍了它进入到大批量生产中（直列发动机）。相反 ALUSIL[®] 在小批量及中等批量时（直至最大每年 150000 台），如同在德国及欧洲用于 6 缸以上的 V 形发动机是典型的方法，由于较低的模具成本

(与压铸相比)同已经集成的气缸孔摩擦面是非常具有竞争力的。

组合式方案典型的压铸与由灰铸铁浇铸的气缸孔摩擦面联系在一起为发动机铝合金缸体制造的成本低廉提供了可能性。此时在缸套与铝铸件之间形成最小的间隙并可获得相对好的等值的导热系数(取决于整个气缸壁)。适合铝材料的缸套目前只能浇铸在压铸件中,为了避免完全熔化的危险需要很短的固化时间,只利用缸套的外表面覆着的熔化物当然是不够的。灰铸铁以及具有铝合金涂层(例如 AlSi12)的铝缸套需要熔化,当然成本会明显提高(图 4.5-8)。



图 4.5-7 镁-铝复合气缸体曲轴箱^[F5]

外表粗糙的铸造缸套(由灰铸铁制成)主要是来改善结合体的机械夹紧强度。高硅含量的铝缸套,目前主要由粉末冶金制成,由此降低了异质性的一些缺点,例如较高的重量及较差的导热性肯定会产生较大的气缸孔变形,但成本明显高于传统的灰铸铁缸套。

4.5.1.1.2 开式及闭式气缸体顶面设计

气缸顶面的结构形式:①闭式气缸顶面;②新的开式气缸顶面,一同浇铸出的气缸孔周边区域,具有较低深度的水套;③传统的开式气缸顶面:独立的气缸筒,冷却液通道在缸孔之间,有较深的水套。

气缸孔周边区域的刚度实际上是由气缸顶板的构造决定的。气缸顶板预留冷却液溢流的通道以及在这种情况下用于形成水套所必须使用的封闭的砂芯,以便形成所谓的“闭顶”(图 4.5-9)。从功能角度来看,此结构设计非常具有优点,但它在传统的压铸中是不能应用的,因其可能性仅仅相对于只具有阻力的消失模是例

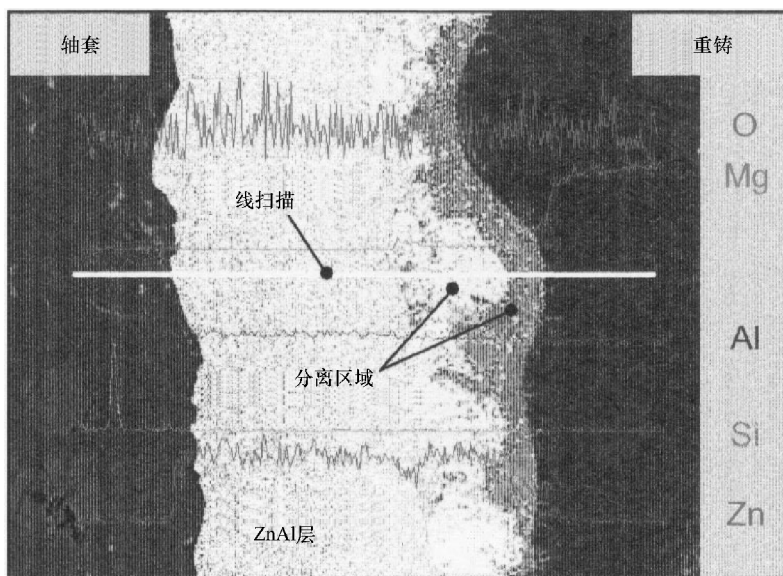


图 4.5-8 连接层^[F1]

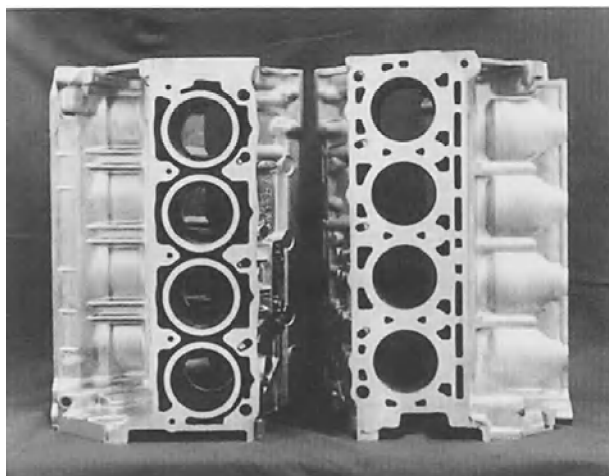


图 4.5-9 V8 发动机缸体开式（左）与闭式（右）缸顶结构

外，在这种情况下水套周边区域应像钢制的一样，即向上开启的形式。

发动机缸体一直在谋求紧凑化设计，由此要求具有浇铸气缸的结构形式并与发动机铝缸体的典型的较低的水套深度结合在一起就可实现一定刚度的气缸单元，它与以前的几乎与整个气缸长度相同的缸筒相比，也缓解了缸垫保持长时间稳定密封的问题。

具有较短水套的合铸的气缸（特别是铝合金气缸体）主要在较小的气缸直径时削弱了开式气缸顶的弱点。这样相对于闭式气缸顶刚性指标可以保持在极限。根据噪声试验结果可以得出结论，气缸体单元的刚性在频率图谱中只有超过 3Hz 时才可感受到噪声^[F6]。其他比较重要的是刚性的气缸体与轴承座在侧壁上和在上面例如在下水室盖上稳固的连接（如果仅在深水套时与曲轴箱端连在一起），大多使用较厚的板状形式。开式气缸顶由于缺少顶板，可以部分切断外部固体声路径的传递（部分耦合）。

总的来说，在此不仅仅单方面探讨开式缸顶结构。这一结构当由灰铸铁转换为铝材时由于成本的原因不断具有重要意义而在继续开发，未来紧凑型铝合金气缸体将实现大批量应用。

材料和螺栓力的传导——在开始缸顶结构中螺栓力通过外壁传导到下止点范围。在闭式缸顶结构中作为弯矩经由顶板传导到气缸孔的上止点范围——对气缸套造成变形的影响。这一变形通过温度分布以及通过合金热膨胀系数叠加。为此得出在图 4.5-10 中描述的点燃式发动机的缸套变形。

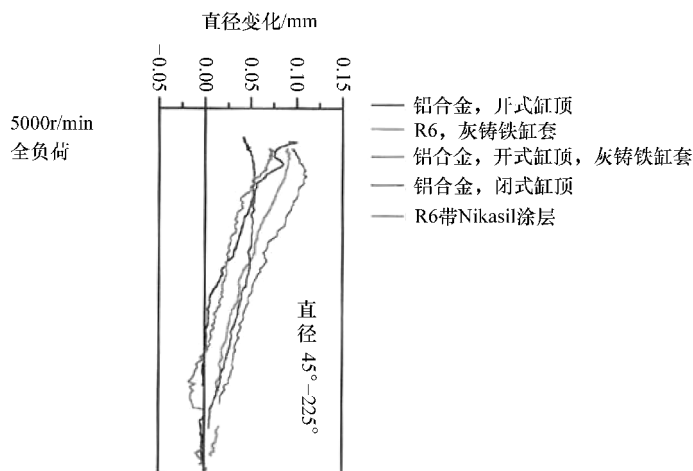


图 4.5-10 点燃式发动机中的缸套变形^[F7]

闭式结构的铝合金气缸曲轴箱由于在上止点范围气缸螺栓连接处出现相对较大的冷变形。因为在燃烧时这一范围中会形成较大的、由活塞环密封的缸内压力，这一变形处于关键的范围中。开式缸顶结构相反，冷变形是在气缸的另一范围，此时在活塞上仅有较低的气缸压力。

图 4.5-10（见彩插）中显示了开式缸顶结构在下止点范围没有明显的变形。由于温度和缸内压力的变形明显比由于气缸盖螺栓连接的冷变形要大。此外还显示出这一结构如同壁强度分布和水套结构对变形会产生明显的影响。

图 4.5-10 显示了在下止点范围开式缸顶方案的缸套明显的变形。开式缸顶在较高阶很少出现气缸变形，闭式缸顶由于在顶板上与螺栓孔的连接易出现变形（气缸变形见章节 4.5.4.4）。开式缸顶结构在上气缸范围主要为 2 阶，在闭式结构时为 4 阶。当然开式缸顶也不能摆脱在水室顶盖高度上的 4 阶变形，不能避免通过螺栓孔连接的弯矩的作用。活塞环与 2 阶较大径向形状偏差可以比 4 阶更好地匹配，以便保证光隙密封性。尽管在上气缸范围出现凸起，开式结构在正确设计时在油耗，漏气及气缸磨损方面没有缺点。此外铝合金气缸体在扩展范围具有较大的间隔，与由气体压力决定的“环变形”联系在一起可能会提高磨损。

4.5.1.1.3 气缸冷却液流方案设计

直至数年前，水流完全围绕气缸的设计还是不言而喻的，但其前提是气缸孔之间必须具有一定宽度的水流通道，但在紧凑型及乘用车发动机中采用的轻型结构中已不再具有此结构。实际上不论是封闭式还是开放式的结构的组合浇铸气缸体，也不再采用此结构。“最小缸间壁厚”在 3.4.1 节中同主体尺寸的关系中进行了描述。在提高功率密度的同时气缸之间较差的导热性需要采取特殊的措施。如同在图 4.5-2 中举例说明的存在较大的温度椭圆度时，就会由于缸间壁厚区与发动机纵轴垂直方向较大的热膨胀而造成气缸孔单侧变形，出现类似于在 4.3.2 节中的图 4.3-1 中描述的情况。

在汽油发动机上高温也会使气缸垫范围更容易发生敲缸。此外，在铝缸体实现最小缸间壁厚时，由于不能排除此处的材料蠕变就会出现密封问题，大多数情况下需使用特殊的密封技术（多层金属密封垫）才能控制。

基本上最具有帮助的是所考虑的铝合金对 2 阶和 3 阶变形产生影响的最佳导热性。此外，如图 4.5-11 所示，在深深切入缸间壁厚区域的水套结构也证明是可靠

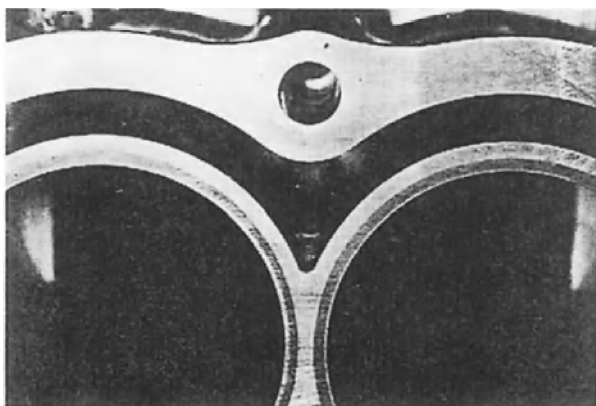


图 4.5-11 深切入缸间壁厚区域的水套改进冷却液的流通；开放式结构示例（引自 [F2]）

的。从还未发表的 FEM 计算来看,可以证明,开放式结构同封闭式结构缸体相比,可以更好地导热,因为冷却液具有直达气缸最上部位的通道。

灰铸铁气缸体在较高的功率范围工作时必须采取特殊措施,这些措施可以形成两个半水套之间的联系,实现气缸上部温度的降低。铸造技术方面要求在至少 7mm 的缸间壁厚区域浇铸一个小管道或利用特殊的砂芯形成一个穿孔,这虽然在技术上是可行的,但是花费却很大(图 4.5-12)^[F8]。另一个可选择的方案是,在缸体顶部的水槽中钻孔(图 4.5-13)^[F9]。这种方法在组合铸造的汽油发动机气缸中应用,因为其优点占优势,并且缺点在技术上是可控的。

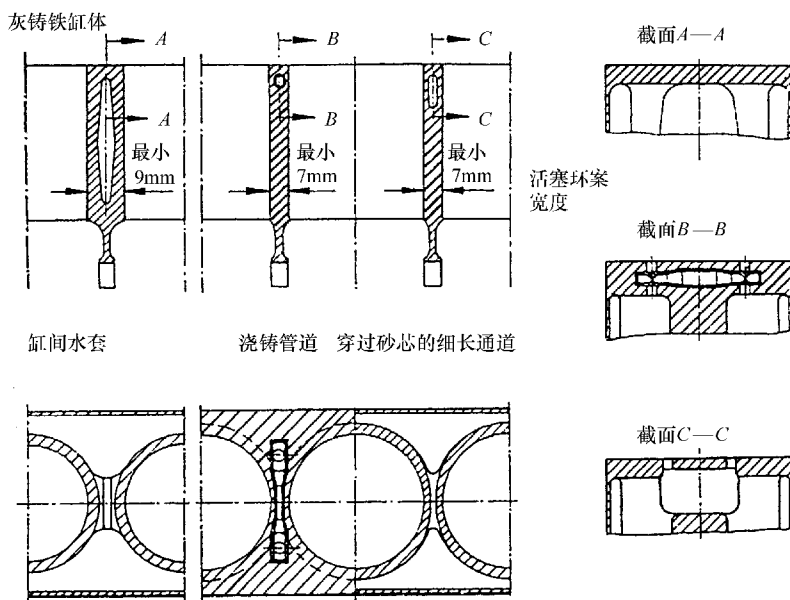


图 4.5-12 采取铸造技术措施的气缸孔之间的冷却液流通;利用传统的水套砂芯
(剖面图 A-A) 在组合铸造的气缸体上采取通过小管道或特殊砂芯的特殊措施
(剖面图 B-B 以及 C-C) (引自 [F8])

整体式铝缸体的优点是水套深度可以设计得很浅。作为推荐值,大约是气缸长度的 50% 就足够了。而在铝缸体中采用浇铸灰铸铁缸套时,这一数值在一定情况下可以再深一点。特别是在整体式灰铸铁缸体上,将热量大部分传导到气缸壁上的第一个活塞环,应尽可能从上止点至下止点区域内在水套一侧都由冷却液进行冷却(普遍用于上止点开始)。由此得出结论,根据行程确定水套深度及根据活塞火力岸确定水套相对位置。

在传统的灰铸铁结构上,在气缸体与曲轴箱之间有一个类似于平板形式的过渡板作为水腔盖板,它同时又构成了水套的下端,而短水套不适合这种情况。水套下

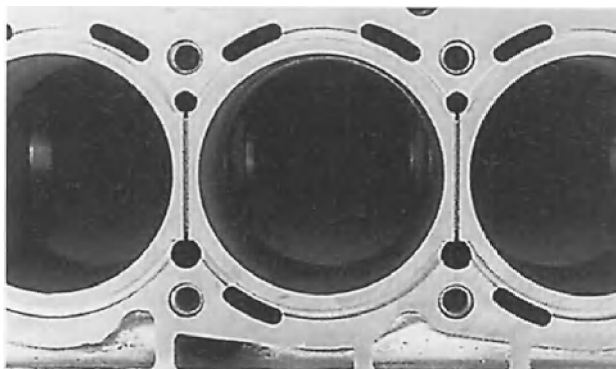


图 4.5-13 通过补充的水槽实现在组合浇铸的气缸体上缸间冷却液的流通 (引自 [F9])

端与气缸的连接可能会引起收缩,并在活塞换向时会出现负值。位置很低的水腔盖板可能最紧的地方则处于下止点活塞的下裙部弹性范围中,由于其刚性好不会出现这一现象。对于铝缸体,特别是在具有类似郁金香花形状开口的开放式缸顶的铝缸体,所说的收缩作用,不具有实际的意义。当然如前所述在水腔盖范围的缸体变形特性可以由 2 阶跳跃到比较关键的 4 阶变形特性。

为了精心匹配流体断面及控制局部流体速度以及为了避免水流短路和死水区,当今均考虑使用仿真计算方法。为此将所说的水腔建模(水泵压力接管、气缸体水套、气缸盖与其水腔的连接)(图 4.5-14) [F10]。计算使用以有限元为基础的

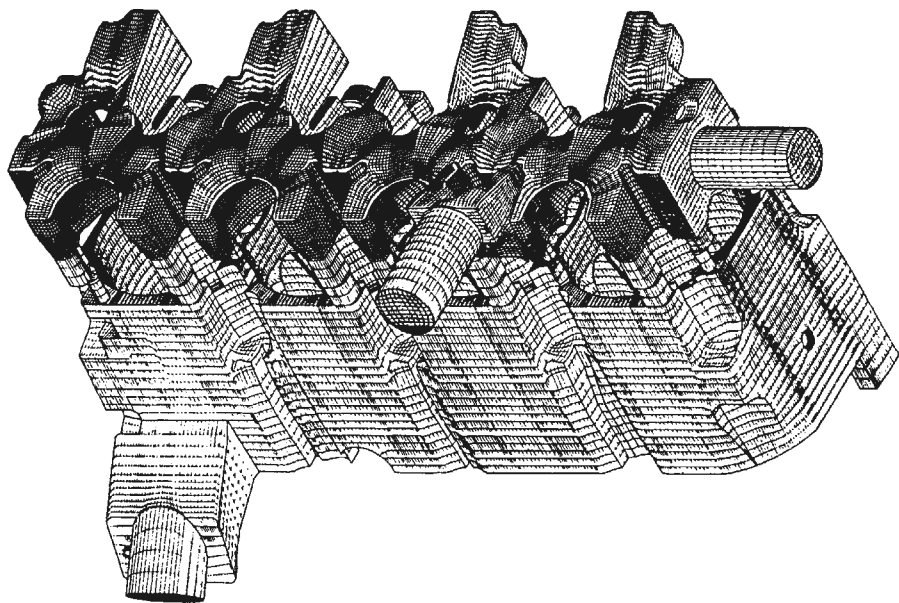


图 4.5-14 用于检验流体的发动机冷却液循环计算模型 (引自 [F10])

FEM 或 FDM (有限差分法) 方法。用于稳定的 (热稳态时恒定的负荷及转速)、等温、不可压缩流体的流体力学离散法则 (纳维 - 斯托克斯方程式/动量定律及连续式方程) 还可以补充为一个旋流模型。此 “ $k - \varepsilon$ 旋流模型” 已被证实是可靠的, k 表示旋流动力, ε 表示其耗损率。为了解非线性方程组则使用迭代法。可使流动速率以局部速度矢量及标量的压力值包括总压力损失一目了然。此外还可以计算由对流决定的涡流临界层导热系数, 特别是用于检验气缸盖的热比是很重要的。计算方法是基于所谓的 “雷诺类推法”, 即在一定的前提下可以由缸壁附近速度断面图与温度分布之间的相似性出发, 按照定义所需要的温度梯度通过壁温与处于下一个体积单元层的壁温差求近似值。

在灰铸铁气缸体上通常水套是在外侧封堵。开口作为水套砂芯的附加芯撑, 并在除砂时大有益处。实际的砂芯支承是在气缸顶一侧。

水套芯挂在实心的芯头上, 通过在气缸顶面上穿孔伸出的细爪连接 (封闭式气缸顶), 用作在砂型中的支承 (定位)。这也适用于铝缸体的金属型铸造, 当然铝缸体附加的侧面支承大多取消。

降低水套体积 (施加冷却液的面), 如上所述, 通过降低铝缸体的水套高度可快速加热发动机并由此使催化器快速加热, 对于改进冷起动阶段的排放具有特别重大的意义。当然铝缸体的前提是要采用较低的冷却液流量, 以便相应提高气缸壁的温度。水泵损失只有当实现小流量时 (或者小的压力损失时) 才能下降。此外铝最佳的导热性让人注意到其完全普遍的正面作用, 它具有降低热负荷作用, 因此对机油的冷却仅提出很低的要求。

4.5.1.1.4 龙门式与整体式框架结构

涉及气缸体的下部结构, 主要分为两种基本不同的结构形式 (图 4.5-15):

- 龙门式 (挡板式) 框架结构
- 分体式框架结构

底板设计在不断地持续开发, 特别是在 V 形发动机缸体上采用了相当昂贵的铸件。向下直至油底壳不断增长的是部分封闭式结构, 即使用具有油分离器的内装的 “挡油板” 形式。由此收集传动机构的喷射油并控制其向下流动, 以便抑制油乳化及其相关联的现象。如果没有特别高的强度要求, 底板通常用压铸方法由标准铝合金制成。如果要求提高强度的热处理 (T6 或 T7), 可以使用与高价的合金联系在一起的立式铸造及金属型铸造。底板的最新的开发表明, 铝还可以由较轻的镁取代。

在挡板式结构形式中可以提及两个变型。一个可以用 “梯子框架” 将不同主轴承连接仅加强壳壁。另一种单独以纵向连接的形式集成铸造主轴承盖, 在主轴承范围内加固轴承座, 不用与壳体连接在一起。

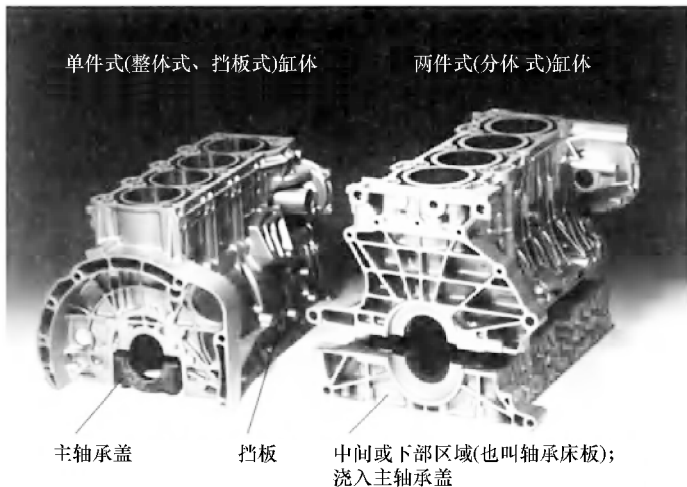


图 4.5-15 以直列四缸发动机为例的气缸体整体式结构（左）及分体式结构（右）；
左：梅塞德斯-奔驰 A 级车，右：沃尔沃

铝材非常好的导热性降低了冷却需求，因此发动机铝缸体采用典型的较短的水套深度（气缸长度的 50% ~ 65%），使水套下壁不再同时与曲轴箱连接。在活塞工作范围中，刚性的下部水腔壁会造成对于活塞不利的“收缩”。气缸盖螺栓凸台通常向内，在两缸间的范围向内偏移。为了避免变形，在缸套上应装有连接件。

舱壁形曲轴箱通过轴承座分离。刚度很好的联合体需要在轴承座的两侧壁上进行紧固连接。主轴承孔构成主轴承通道。铝发动机缸体的外壁由于噪声的原因大都使用加强筋及曲面进行加强（图 4.5-16）。

主轴承通道两侧的主轴承螺栓连接使用单螺栓或双螺栓连接。双螺栓连接选择是作为相应的特殊设计,特别是由于V形发动机较高的横向力的要求。

表 4.5-1 完全回收重铸的主轴承盖最小主轴承宽度

内六角螺栓（DIN912）	M10	M12
螺栓头直径	16mm	18mm
重铸厚度	2mm	2mm
宽度及位置公差（铸造公差）	约 1mm	约 1mm
主轴承宽度	> 21mm	> 23mm

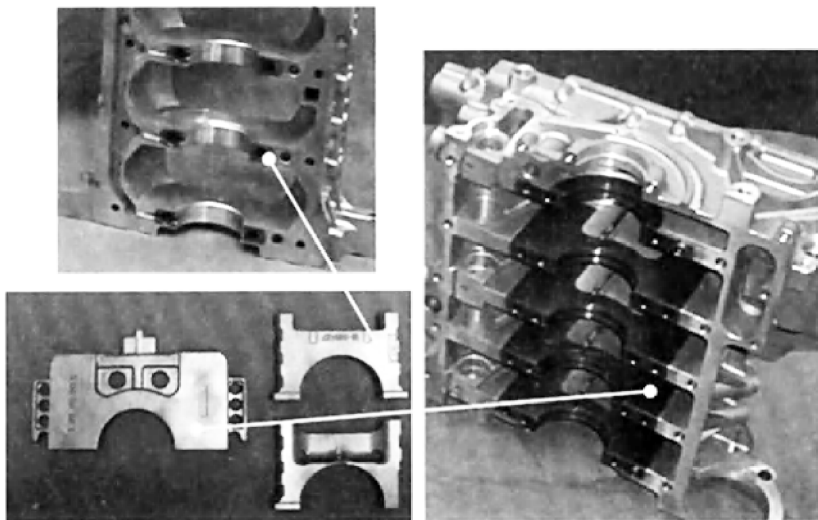


图 4.5-16 具有浇铸 GJS 主轴承盖加强筋（轴承盖）的两体式气缸体底板，底板设计成不同结构，主要取决于气缸布置及轴承座宽度；浇铸件完全回收重铸（此处为：沃尔沃 R5 汽油发动机，左图下右及左图上，表 4.5-1）；浇铸件带附加镶边，侧面未切削加工（此处：大众 W 形发动机，左图下左及右图）

在内部轴承座上的原始轴承盖上附加横向螺栓连接是特别用于柴油发动机的选装方案，轴承盖需要使用匹配的螺栓或其他匹配的装置，底板也必须进行相应匹配。断裂分离的可能性显然在灰铸铁上受到限制（热膨胀，是仅次于强度的原因）。由于降低重量的优点采用复合材料的铸造方案原则上是可行的，因此在发动机铝缸体上需要对热膨胀进行部分补偿，轴承座和底板铸件通常使用球铁（GJS）。

压力侧润滑油的供应主要是由一组由不同的孔组成的系统构成。供油侧用泄压阀限制系统压力，输出的压力油流到具有铸造法兰的机油滤清器（在乘用车发动机上通常为机油滤清器）中。机油滤清器以及机油冷却器通常布置在发动机缸体上。缸体外侧（在 V 形发动机上是在 V 形腔中）纵向布置有主油道，它在发动机铝缸体上是由铸造成形或由深孔钻机加工制成，并用螺纹堵封堵。

重要的是应具有足够的曲轴箱通风，可选使用内装油气分离器。Blow - by - Gase（缸间通风）既可通过内部循环，又可通过外部循环返回到进气端。内部再循环是通过由曲轴腔通向缸盖的分离装置通道以及在缸盖中大多是在缸盖罩盖下分离装置继续通向油气分离器。在 V 形发动机缸体上曲轴箱通风使用了在 V 形腔中布置较高的通道（图 4.5-17）以及在外布置的较低的通道作为回油道，考虑到发动机功率较高，曲轴腔中的压力平衡要通过轴承座上的贯通孔（窗口）来保障（图 4.5-18）。

用于保证发动机功能的发动机缸体的基本要求：

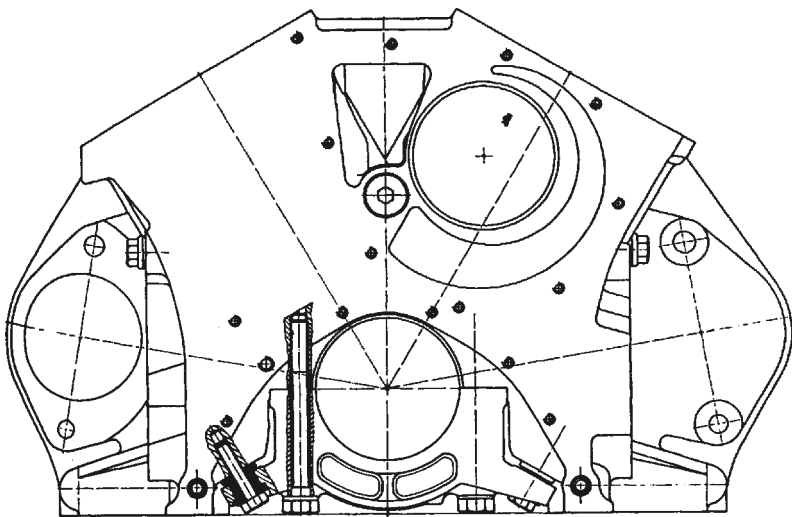


图 4.5-17 铝压铸发动机缸体具有很强的加强筋外壁（引自 [F11]）

- 高的整体及局部刚度；
- 足够的结构强度；
- 低摩擦磨损的气缸孔表面；
- 足够的导热性。

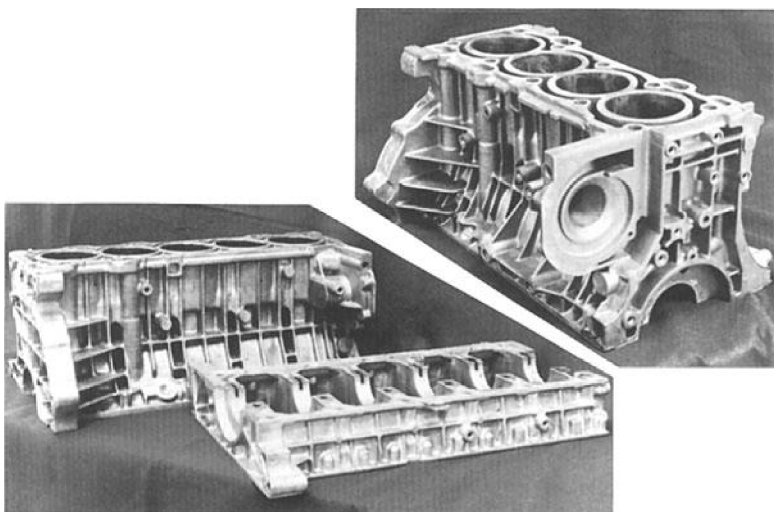


图 4.5-18 由于噪声原因外表面带有加强筋的
直列铝发动机气缸体（沃尔沃直列 4 缸及 5 缸发动机系列）

要满足气缸垫、活塞及曲轴轴承可靠工作的前提是缸体顶面、气缸孔范围及轴

承座在装配后以及后续发动机工作中应具有较低的挠曲变形。尽可能加大发动机缸体的刚度对于发动机噪声方面也是具有优点的。强度要求主要由气体压力（柴油发动机与汽油发动机相比至少应高一倍）以及驱动机构在飞轮上输出转矩的惯性作用和发动机悬置的支反力决定。

4.5.1.2 气缸体材料

使用灰铸铁还是铝材这两种截然不同的材料在气缸体应用上产生了相互竞争。这主要体现在乘用车汽油发动机的应用上。但是在乘用车柴油发动机上自 20 世纪 90 年代中期开始也有所应用，自 2005 年起铝材在气缸体上的应用开始突飞猛进（图 4.5-19）。通常使用的灰铸铁材料为：

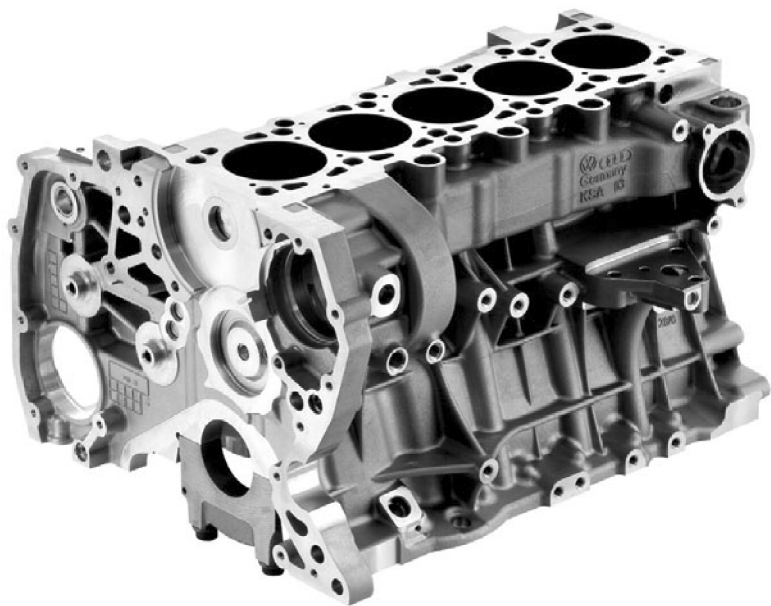


图 4.5-19 大众直列 5 缸柴油发动机铝气缸体^[F12]（图：KS 铝技术公司）

- 灰铸铁 GJL250 以及灰铸铁 GJL300；
 - 带有珠光体基体组织及网状磷化物的非合金片状石墨灰铸铁（Steadit）
 - 低合金片状石墨灰铸铁（铬、铜、镍、钼和钒为少量添加的合金元素）
 - 表面可硬化/可调质灰铸铁 GJL 合金可用于高要求的气缸套
 - 蠕墨铸铁 GJV400（弹性模量高，较高的强度）
- 最常用的铝合金材料为：
- 亚共晶二次合金（熔合金）
 - AlSi8Cu3：纯金属型铸造合金
 - AlSi9Cu3（按照 VDS 方法的 226 合金）：具有较大含铁量的压铸合金
 - 亚共晶纯一次合金（冶炼合金）：可选添加微量铜元素

- AlSi7Mg (Cu)
- AlSi10Mg (Cu)
- 过共晶合金 AlSi17Cu4Mg (著名品牌为 ALUSIL®)

这两种材料的主要区别在于弹性模量及密度。在铝和灰铸铁气缸体之间存在 15 ~ 20kg 的质量差距。弹性模量和密度也影响到噪声特性。在使用铝和灰铸铁缸体的柴油车用发动机中，弹性模量较低的铝气缸体还是比较有优势的，如图 4.5-20 所示。

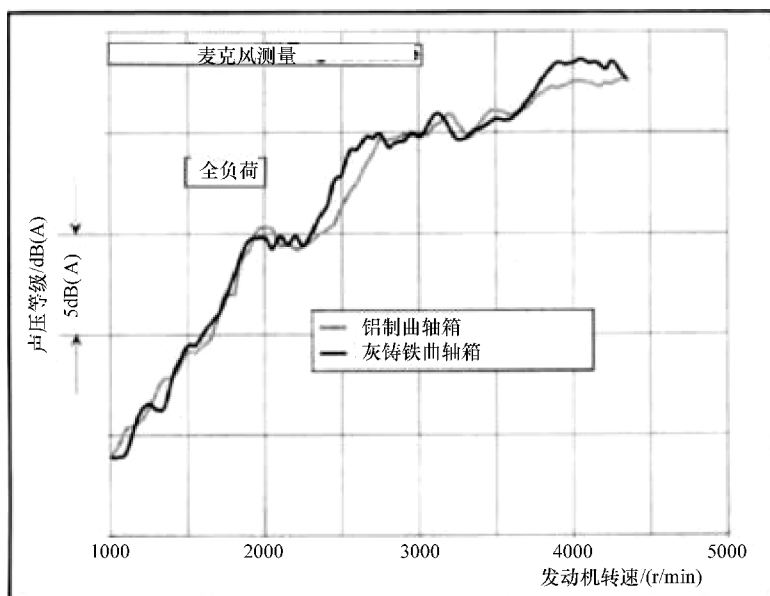


图 4.5-20 灰铸铁和铝气缸体的噪声比较

铸造材料材料特性参数在实际应用中也不是没有问题的。表格中的数值，即使是不影响安全系数的最小强度值，在气缸体的关键部位，例如螺栓孔或轴承座处往往也是达不到的。因为在这些部位通常不能完全避免存在一定的微孔隙。不同的零件局部区域的强度是非常不同的。铝-硅-镁合金按照 T6 热处理，铸件首先应在 540℃ 的温度下固溶退火数小时并接着快速冷却（例如在水槽中退火）。随后在相对较低的温度 150 ~ 200℃ 下进行数小时热时效处理。这一热硬化的目的是通过 Mg_2Si 的离析（离析硬化）获得最大的强度。这一合金只有按 T6 进行热处理才适用于发动机缸体，其优点是具有非常良好的延伸能力、很高的导热性以及良好的耐腐蚀性；缺点是在高温下巨大的强度损失。铝-硅-铜合金强度的提高是按照 T6 或 T7 热处理，通过半稳定及稳定的 Al_2Cu 相位的离析来实现。因为上面描述的 T6 热处理不能或不能完全稳定铸件，承受高热负荷的零件应长时间或在较高的温度下经过热时效处理，即过老化（T7 热处理：在直至 500℃ 的温度下固溶回火，在 200 ~

250℃的温度下退火的热时效处理)。稳定化后还产生较低的强度补偿。汽油发动机用缸体通常使用耗费不高的 T5 热处理就足够了。铸件冷却后在 215 ~ 240℃ 的温度下进行等温时效处理。

4.5.1.3 气缸孔表面工艺

下面将详细描述气缸孔表面工艺及其意义。与灰铸铁相反,铝气缸孔的构造及生产是完全不同的,并且也很昂贵。珩磨同样是最后一道机械加工工序,至今还没有其他真正可行的替代方案。

对于活塞、活塞环、气缸工作面,整个系统的要求为:

- 较低的机油耗 (较低的 HC 排放)
- 较低的磨损 (长寿命)
- 较低的摩擦损失 (改进机械效率)
- 很高的抗咬合性 (可靠性及具有自润滑特性的工作安全性)
- 没有对密封不利的影响

如上述要求,作为气缸孔表面相应特性的基本要求为^[F13]:

- 足够的硬度 (耐磨性)
- 较低的粗糙度 (低磨损)
- 足够的润滑油储备 (高功能性及抗咬合安全性)
- 良好的浸润性 (薄油膜降低油耗及 HC 排放)

4.5.1.3.1 灰铸铁气缸孔表面珩磨工艺

灰铸铁气缸孔表面特性还包含其他一些内容。如图 4.5-21 所强调的,缸孔表面在珩磨后会形成网格状纹路,以便存住机油。即珩磨条的切向运动及旋转运动重叠产生的珩磨角度在使用灰铸铁时为同气缸轴线呈 30° ~ 60° 夹角。然而使用铝材时根据不同的缸孔表面其数值也有所偏差。

为了改进轮廓支承长度率 (图 4.5-22), 希望获得一个类似平台的表面形状

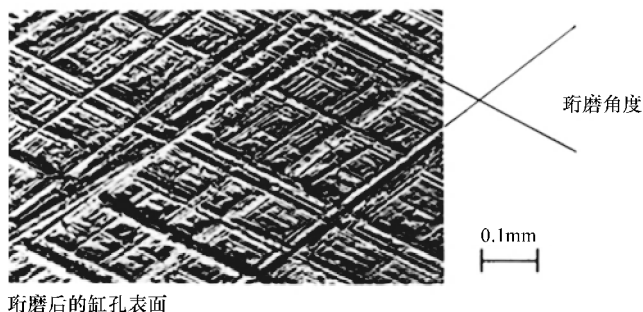
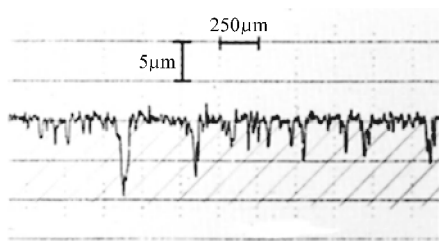


图 4.5-21 灰铸铁气缸体摩擦面表面特性



记录下粗糙度

高地珩磨：为了提高承重比率(入口磨损的提前出现)

$$R_a=0.4\sim1.0\mu\text{m}, R_z=4\sim10\mu\text{m},$$



缸孔的横断面磨片

带石墨线
的珠光接缝

珠光体：铁素体与渗碳体的共析物

石墨：具有良好的减摩性能

图 4.5-21 灰铸铁气缸体摩擦面表面特性 (续)

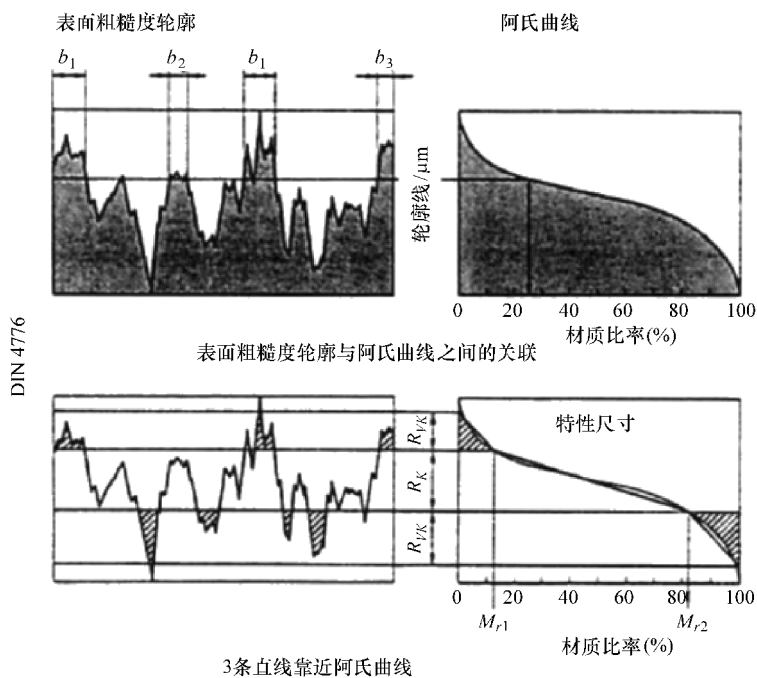


图 4.5-22 取决于加工深度的气缸工作面的表面轮廓支承长度率；
图示为典型的表面粗糙度的阿氏曲线

(平台珩磨), 首先就能部分改善冷起动时磨损。高级铸造材料中一部分碳作为石墨析出, 残余的碳在基体中可作为珠光体(铁及铁碳化合物的混合物)化合。片状石墨在横切片中显示如同叶脉的纹路, 其表面上不允许覆盖有金属(称之为“板套构成”)。石墨具有很好的耐磨特性。此外石墨脉纹还可以吸收润滑油, 可以改进自润滑特性。

缸孔表面的耐磨强度主要来自于珠光体组织(硫化网络以及皂石)。合金材料, 例如铬, 可以提高耐磨强度, 此时由硬的、耐磨的铬的碳化物构成网络。表面处理, 例如磷化处理, 可以改进起动特性。淬火以及调质处理主要用于气缸套。同一个完全由特殊合金制成的铸件相比, 结果发现在突出的运行特性、有利的耐磨特性以及较低的油耗等优点方面只有在缸孔范围才是实际需要的, 并且很难进行加工。此外对于这一方案优化的低压铸造方法由于节拍时间限制了产量, 因此仅是对于中等产量的大型4缸发动机才具有竞争性。

4.5.1.3.2 过共晶铝硅合金气缸孔工艺

以过共晶合金 $\text{AlSi}_{17}\text{Cu}_4\text{Mg}$ 材料为主的大排量发动机用气缸体由低压铸造方法制造而成。这是唯一无缸套的铝气缸体方案。用于这一方案的具有铁涂层以及由于防腐及磨合原因表面涂有薄锡涂层的活塞在主要由析出的硅构成的摩擦面上运行[F14-F17]。它主要是由于珩磨后的气缸工作面进行酸咬处理后形成的。图4.5-23显示了珩磨及接着进行酸性蚀刻后的气缸孔表面截面上的不同。相对于处于表面的硅晶粒, 明显可见铝矩阵的减弱。很硬的硅晶体(粒度为 $30 \sim 70\mu\text{m}$, 硬度为约 1400HV)使表面具有很强的耐磨性。

将突出的运行特性、有利的耐磨特性以及较低的油耗等优点列举出来, 不难看出, 由特殊合金制造的整个铸件实际上仅在气缸孔上需要这些优点, 并且此处也是很难加工的。此外用于这一方案的低压铸造方法受到节拍时间的限制, 因此仅在大型多缸发动机方面具有竞争力。

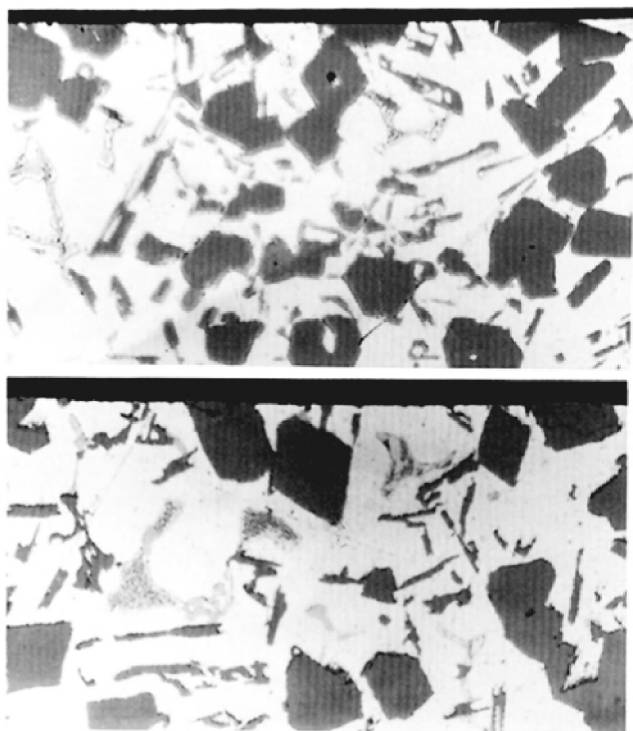
4.5.1.3.3 镍-碳化硅涂层的缸孔工艺

如果可以使用一种物美价廉、易于浇铸、易于加工的二次合金材料(再熔合金226[VDS]), 并且不会产生浇铸灰铸铁缸套带来的缺点, 气缸孔表面使用镍-碳化硅涂层是可行的方案。此处的镍-碳化硅分散层是由铝分离的。如切片图显示(图4.5-24), 具有几微米及比重占晶粒 $2.7\% \sim 7\%$ 的耐磨碳化硅分布在镍矩阵中。未加工时的额定厚度为 $75\mu\text{m}$ 。

该涂层为电镀涂层。在镍池中离散的碳化硅粉末利用镍的离析作用嵌入。离析速度为约 $3\mu\text{m}/\text{min}$ 。涂镀时电极插入在气缸孔中。电解液不断循环泵入, 并垂直流入到气缸壁和电极的环形间隙中。

镍-碳化硅涂层最有利的特性:

- 很高的硬度 [镍 HV (610 ± 60), 碳化硅 HV 约 2500]



珩磨后

500:1

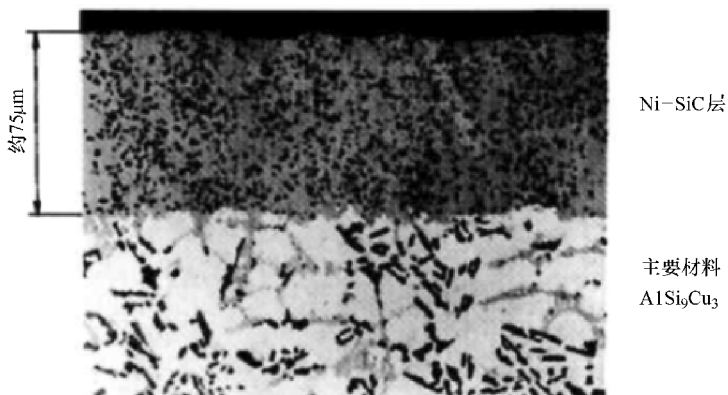
珩磨
+
酸咬性蚀刻

硅含量: 16%~18%(合金质量), 约4%~6%作为硅一次析出, 粒度 $30\sim70\mu\text{m}$

硬度: 铝基体80~90HB, 硅约1400HV

珩磨及酸性蚀刻后的表面粗糙度: $Ra0.3\sim0.5\mu\text{m}$, $Rz2.5\sim4\mu\text{m}$

图 4.5-23 珩磨及珩磨/酸性蚀刻后的过共晶气缸孔工作面



Ni-SiC层

主要材料
AlSi₉Cu₃

碳化硅含量: 2.7%~4.0%质量分数, 平均粒度 $2.5\mu\text{m}$

硬度: 铝基体约610HV, 碳化硅约2500HV

珩磨后的表面粗糙度: $Ra0.3\mu\text{m}$, $Rz2.5\mu\text{m}$

图 4.5-24 镍-碳化硅涂层的铝气缸孔

- 很低的表面粗糙度 [$R_a \leq 0.3 \mu\text{m}$; 与其他材料相比: 过共晶摩擦面 (酸性蚀刻后) $\geq 0.3 \mu\text{m}$, 灰铸铁摩擦面 $0.4 \leq R_a \leq 0.8 [1.0] \mu\text{m}$]

- 突出的浸润性 (润滑油与镍很高的亲和性)

- 活塞不需要昂贵的特殊涂层

- 由于较低的表面粗糙度具有的降低摩擦功的优点 (至少是趋势; 主要影响: 由于比较平整的气缸工作面可以降低活塞环的切向力)

- 也适用于很高的升功率 (用于赛车)

除了以上所说的优点, 涂层方案有一些需要考虑的缺点:

- 对气缸孔表面质量要求很高, 即: 只有大面积无气孔的表面才是可涂覆的, 按照当前技术水平, 对于多缸气缸体仅低压金属型铸造才可以保证 (压铸存在问题)。

- 昂贵的涂覆设备以及复杂的工艺

- 镍不断被分级为有毒性的, 并因此陷入环保的争论中

- 涂覆的气缸体的处理是很敏感的, 具有一定的废品风险

- 没有简便的修复方法 (去掉涂层并重新在工厂涂覆)

- 与很高的含硫材料联系在一起的腐蚀问题, 在乘用车量产发动机上应用近几年也是受限制的。

镍作为合金成分在回收利用时一定情况下也是不受欢迎的。

4.5.1.3.4 铝基复合材料工艺

应用铝合金复合材料开创了一种可能性, 即可以在气缸孔局部有限使用具有期望摩擦特性的材料。在此简要介绍的方案主要集中于在发动机上经过可靠性试验验证的过共晶合金应用实例。它是基于一种工艺, 用以实现使局部硅颗粒连接到具有传统熔合金方式的亚共晶矩阵中, 主要产生类似于形态学的硅的析出^[F18]。为此采用一个由硅和三氧化二铝短纤维组成的空心圆柱形的环坯渗入到压铸材料或类似合金 226 (VDS) 材料中的工艺。此时在气缸孔范围产生复合材料, 其结构特性及构造方面可以同过共晶合金相比。

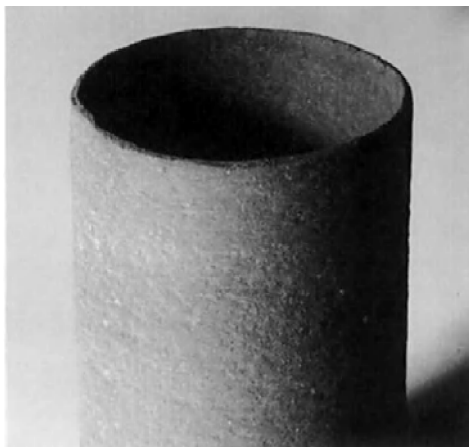


图 4.5-25 通过离析铝熔化金属 226 (VDS) 用于制造局部复合材料 气缸工作面的环坯料, KS 铝技术公司专利, 金属成分: 5% 三氧化二铝纤维 (直径 $3 \mu\text{m}$, 长 $60 \mu\text{m}$), 15% 硅颗粒 (粒度大小 $70 \mu\text{m}$)

图 4.5-25 显示了由硅和三氧化二铝纤维构成的这一环坯。类似的技术已经由本田公司实现了量产^[F19]。本田的摩擦系统当然不是基于硅, 而是以三氧化二铝和碳纤维为主。此方案中同占很小纤维份额相反的硅颗粒仅具有支承功能, 此外其内

部的剪应力可以通过相对较大的颗粒来补偿强度损失。使用无纤维形式的承载材料（不添加纤维的其他环胚加工工艺）对于主要摩擦的应用在强度方面没有特殊要求（在两个气缸之间的间隔范围没有最小尺寸限制）。这一气缸摩擦面方案由保时捷公司在 Boxter 及 911 的发动机气缸体上应用并在当时实现量产。

4.5.1.4 气缸体铸造工艺

由于铝气缸体的铸造方法是设计方案的组成部分，因此在此应简略进行描述。灰铸铁仅使用砂型重力铸造工艺进行浇注，铸铝则主要使用压铸工艺。此时气缸体在金属型中的低压浇注点位置以及在压铸机中的金属型腔中固化。热传导系数随着铸造压力提高，可借助快速导热缩短节拍时间。因此使用压铸以及类似的工艺方法可以非常经济地进行铝气缸体的生产。

重力砂型铸造时的固化时间对于生产节拍时间不起决定作用，因为砂型由液态金属充满后不必在浇注点位置等候固化，而是在浇注新铸件时，浇注完的铸件可以在辊子传送带上冷却。重力砂型铸造工艺在当今如同压力铸造一样也已实现自动化及机器人化（制芯，合型以及浇注）。后者由于其在紧凑空间中的生产能力以及使用此方法可优化气缸体结构为前提的投资观点是不可战胜的。

表 4.5-2 描述了具有实际意义的重要铸造方法，主要对铝材料进行了评价。正确评价缺点以确定“最佳工艺”是很困难的。事实上在铝气缸体方面具有大量的代用方案是铸铁所不能提供的。此外，压铸的优点也是毋庸置疑的，当然在结构上要做出一定的让步。砂型铸造工艺的结构自由度与其对立，当然也与相当高的备砂、造型及废砂回收的成本联系在一起。此外，重力铸造是不能生产有色金属材料的。

表 4.5.2 适用于发动机铝缸体的铸造方法

重力金属型方法		
铸模、铸型	● 砂型 ● 砂型/聚苯乙烯铸型 ● 钢/砂半金属型（SPM “半永久铸型”） ● 钢金属型	
铸造方法	优点	缺点
砂铸/紧凑工艺（自动砂铸）	节拍时间不取决于固化时间 轴承座强度高（快速固化，小的 DAS^①） 原则上可用成形的冷铁（轴承座侧浇口） 其他设计自由度（复杂性、功能集成、避免材料堆积） 适用于大批量生产	限制局部被动冷却措施 非常有限的对固化影响的可能（粗的结构、气孔、熔析） 复杂性（砂芯数量）造成成本高 对砂芯质量的高要求（例如：不可能人工清理） 保持公差（尺寸、位置） 浇铸件较大间隙构成的危险（例如气缸套） 较低的加工柔性 较大的碾砂量（废砂回收）

(续)

铸造方法	优点	缺点
金属型铸造（钢及SPM）	旋转设备及直线设备降低工作节拍时间 通过主动冷却实现对固化的影响 轴承座强度高（合适的浇口、快速固化） 与低压铸造相比，金属型铸造趋势有利于降低成本	气缸下部曲轴箱过渡范围的铸造质量（气孔及疏松危险）（热中心，由于具有直至冒口头部很长的冒口路径，中心区域较热；具有问题的冒口补给）
实型铸造（实型）	节拍时间不取决于固化时间 可实现设计自由度的最大可能性	聚苯乙烯铸型，昂贵的制造成本（当多件时需要粘结） 粘结缝处会形成毛刺 铸造时会产生气泡 铸件冷却和浇铸不可能同时实现（例如气缸套） 较低的铸造质量（由于缓慢的固化）

低压铸造方法

铸模、铸型	• 砂型 • 钢-砂-半金属型（SPM = 半永久铸型） • 带有温度传感器的可冷却的金属型（加热 + 冷却）
-------	---

铸造方法	优点	缺点
低压砂型铸造/“Cosworth”系统芯组方法（金属泵）	此方法继续使用机械化 通过“卷帘”选项降低节拍时间（铸型填充后与浇铸点脱离；浇口成为冒口）	同重力砂型铸造类似
低压金属型铸造	无紊流，垂直填充铸型（“灌入”） 几乎是理想的固化 “top down”至浇口（通过加热和主动冷却施加对固化有利的影响） 气缸范围很微小的疏松度（涂覆能力） 用于过共晶铝硅合金最佳的铸造方法 减少砂芯使用，提高经济性	很长的固化时间/节拍时间（从占用浇铸点到固化） 由于轴承座在浇口附近持续很久的固化（对于强度不能达到最高值） 硬化的筋很粗糙，主要是斜的和垂直的 不适用于中等产量

对于重力铸造和低压铸造的注释：

普遍的优点：

- 无限制的热处理性（强度提高）
- 带有水套砂芯的封闭式缸顶结构不存在问题

原理上的缺点：浸润技术不可能 [复合材料（MMC）生产]

(续)

压铸/压力铸造方法		
铸模、铸型		钢型
铸造方法	优点	缺点
传统的压铸	很短的节拍时间，很高的生产能力（大批量生产方法） 很快的固化（“表面”效应） 可达到很小的壁厚（轻量化） 通过花纹加强筋加强	此方法决定的气孔疏松： - 仅有限的稳定性（不能进行提高强度的热处理） - 几乎不能补焊 - 仅可有限的涂层（缸孔表面） 对开放式缸顶结构限制（至今几乎未使用压铸水套砂芯及盐芯工艺）
利用实时调节的压铸	很宽的可选工艺参数 适用于复合材料（MMC）生产 借助于可渗透的环胚的熔渗	昂贵的压铸机控制系统（但是通常是标配的） 大量旧设备对于工艺不适用
利用真空支持的压铸/ 真空压铸	铸造取决于真空 可焊接 可热处理（提高强度）	昂贵的工艺技术 很低的工艺安全性（易出故障）
挤压铸造	挤压工艺也可用于带有实时调节的压铸机 可以大大降低传统压铸的局限（缺点）	略微较长的节拍时间 在较长的流动过程中缓慢地填充铸型比在（合适的零件设计）压铸时要求很大的壁厚 工艺决定的很大的浇口（铸件重量） 使用垂直铸造气缸的“经典”工艺需要专用设备 原理决定的氧化倾向

① DAS：枝状晶叉间隔。

如前所述，在气缸体的制造成形中反映出了铸造工艺。侧凹面及防止轮廓断裂只能使用砂型铸造工艺。在低压金属型铸造时外部轮廓及曲轴箱可以直接在钢金属模型中成形。正在尝试在闭式缸顶结构中一直至水套都避免使用砂芯。钢金属模型的直接可成形性在不久前对于压铸还是一个必不可少的要求，没有砂芯能经受住很高的压力，很高的动能以及同时很高的温度，这对开式缸顶结构进行了限制^[F18]。

4.5.1.5 气缸体方案对比，乘用车的开发状态

考虑到所有特征的方案对比内容是很广泛的，并且从未脱离主观的判断。此

外，当今成本与政策法规的边界条件总是决定着未来的发展方向。至今汇总的以下几个方面可用于方案对比。实际客观的评价几乎是不可能的，因为利用纯技术论证不能实现为未来的开发做出预测。

近期以来小型乘用车用四缸发动机灰铸铁缸体大部分被铝缸体取代。这一现象主要是由于轻量化的要求为降低油耗应采取的措施，因为从成本方面来看，铝是无法与灰铸铁竞争的。铝除了较低的密度以外，如果选择整体式（无缸套）气缸体方案，还有功能上的优点。由于成本的原因，首先在压铸件中浇铸灰铸铁缸套是现实的，也可以选用在重力砂型铸件中浇铸灰铸铁缸套。但它在功能技术方面有些缺点，例如：在缸套与铸铝之间的间隙造成的热传导问题，很差的热传导相应会造成气缸变形问题，如果可能的话，部分抵消了开发人员的成本要求。特别是考虑到气缸变形残余的固有应力通过铸铝的收缩会产生负面效应，不同的材料特性（热膨胀系数及弹性模量）会造成很强的局部负面效应。铸铝的收缩及位置公差决定了缸套在加工后的不同的壁厚，特别是缸体加热后出现弯曲都是此原因引起的。由缸套决定的较大的缸间壁厚同样也是事实。一些新的开发方案清楚地展示了此极限设计的特征，部分方案忽视了公差和可铸性的要求（只能依靠工艺保证量产）。

最小的缸间壁厚可以使用合铸的缸套单元，即所谓的中心支架一体式。当然其加工技术问题无法评估，不过日本已经提出这一方案。

合理的要求体现出有色金属局部应用的整体方案（通常“MMC”作为金属矩阵合成标识），但是这一工艺总是要克服很大的限制。以粉末冶金为基础的铝硅缸套也具有不断增长的趋势。在功能和技术上保留带有浇铸缸孔紧凑的开式缸顶结构由于巨大的成本压力在不断减少，长远的趋势是与热喷涂工艺联系在一起。等离子涂层的潜在在量产的乘用车柴油发动机上已经显现出来。

4.5.2 气缸体受力情况、功能与结构

气缸体须承受以下负荷：

- 气体力
- 自由惯性力及惯性矩
- 内力及弯矩（气缸盖螺栓力和主轴承螺栓力）
- 有效转矩

有效转矩及自由惯性力作用通过发动机悬置支承。缸体需要以最小质量实现最高的强度和刚性，以便为活塞和曲轴提供保证其可靠运转所必需的环境。众多的气缸体方案都直接关系到零件的具体结构。因此有一些在前面的章节中已经考虑到并作为前提条件。图4.5-26及图4.5-27原理上显示出一个直列四缸发动机缸体的设计结构。一些构成气缸体的元素在前面的章节中不同的关联中已经多次提及，因此在此仅作为简短的概括总结。

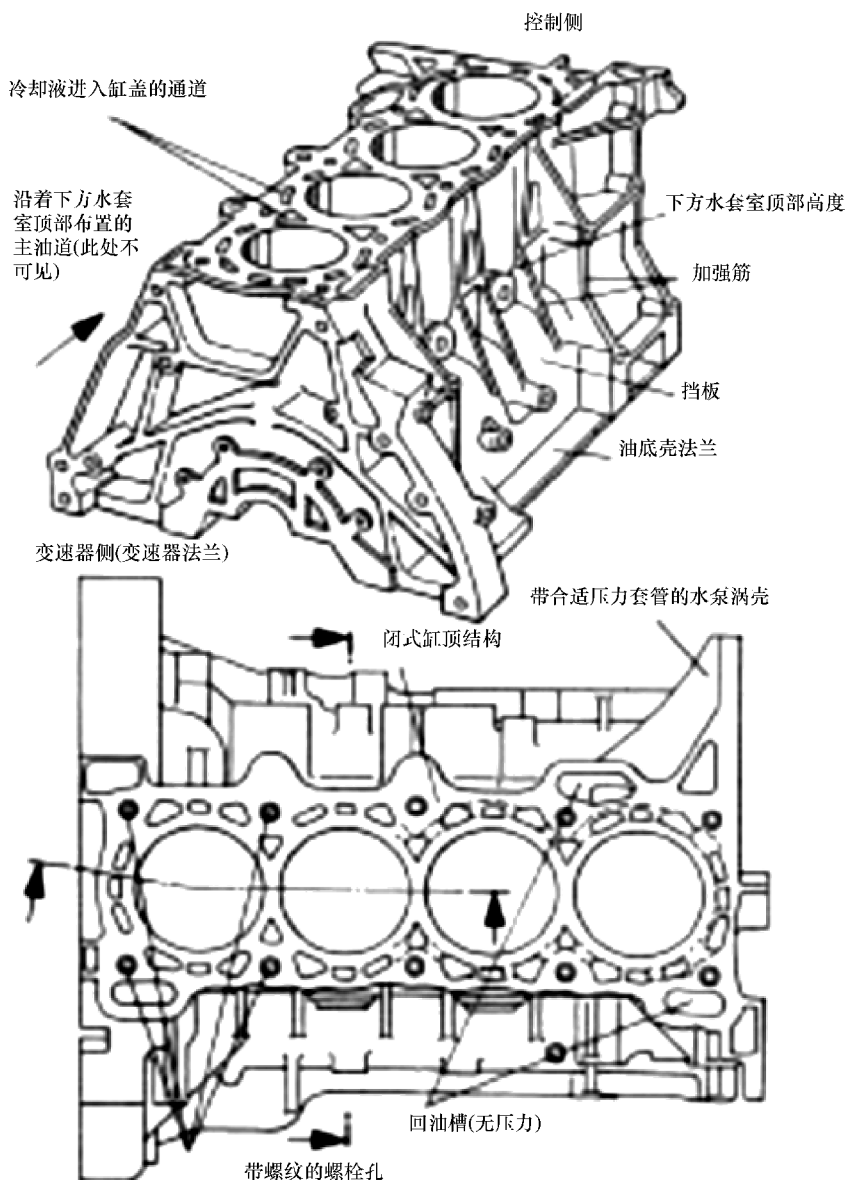


图 4.5-26 气缸体设计构造的原理描述（闭式缸顶结构的直列四缸发动机）；
轴侧图及气缸顶俯视图

气缸体包括具有一组支撑结构滑动面的气缸孔，它由水套包围。冷却液由水泵控制端的压力接管进入到水套中，压力接管可以连同“水泵涡壳”一起浇铸在气缸体上。与外侧壁内部连接的气缸盖螺栓孔在两缸之间的间隔区域向内错位布置。气缸顶构成上端，下端在传统气缸体上为水套底。侧面突出的气缸体与下部连接，传统的结构方式中用油底壳连接法兰作为下端。曲轴箱通常在其内侧由类似于裙部

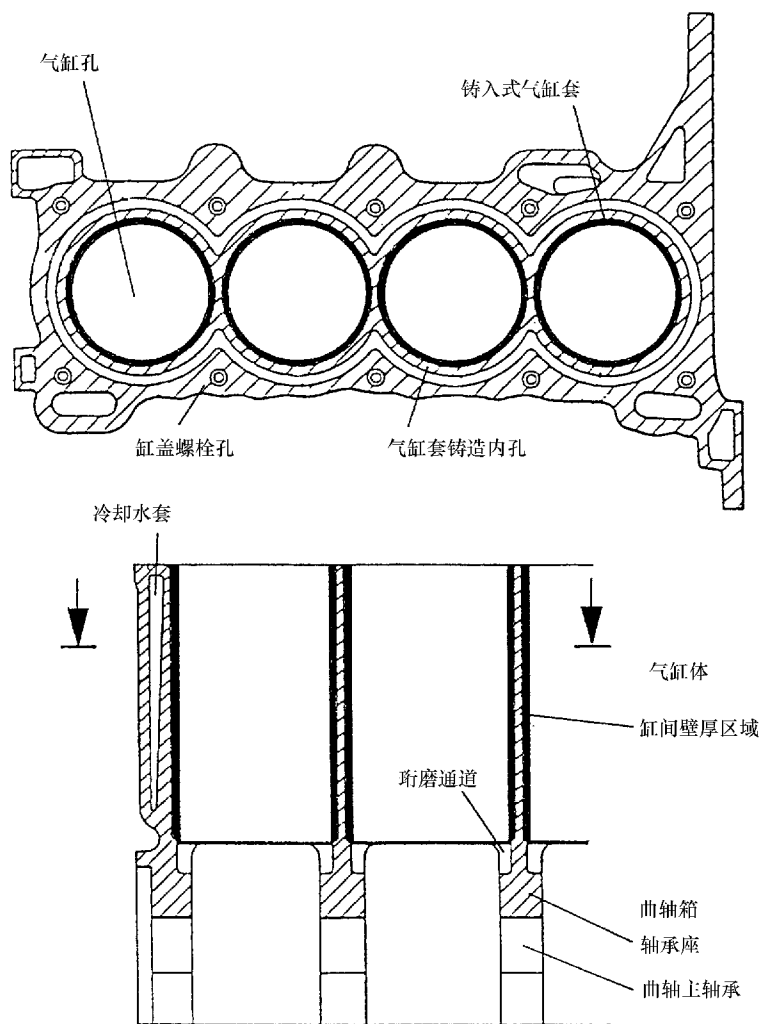


图 4.5-27 对图 4.5-26 的补充：气缸体在水套高度处的横剖面（上）和纵剖面（下），观察气缸孔、缸间隔板及主轴承壁

的轴承座划分。包括在其下端用于曲轴轴承的半圆形的凹坑，整体被视为主轴承通道。左右主轴承上带有用于主轴承螺栓的螺纹孔。从动侧浇铸有用于连接变速器的突出法兰，必要时带有起动机法兰。外表面由于加强的原因或多或少铸有加强筋，并且具有大量用于固定附属装备及附件的法兰面和固定孔。

如果将气缸盖一起（前面缩写为 ZK）作为发动机机身单元考虑的话，气缸体包括润滑油供应系统（管路系统）以及用于缸间气体流通的通风系统。此外，还可以集成润滑油供应系统的其他构成部件。在油泵的供油管道中还有限制系统压力的限压阀。不直接返回到油底壳中的压力油要通过机油滤清器，用于这一目的在气

缸体上合适的位置布置一个法兰。此处所说的是主机油滤清器，因为整个流量的压力油在此通过。全流量的机油滤清器可以与一个旁通阀连接（由于滤清器阻塞及很低温度时机油旁通）。机油滤清器后面必要时还布置有机油冷却器，为此还需要连接进出循环的接头。其中很多部件还可以构成一个单独的总成，例如与油泵一起可以集成在前罩盖中。

最后，压力油进入到纵置于气缸体中的主油道中，主油道承担了用于发动机内部及周边润滑点中央供油通道的角色。主油道为预浇铸或深孔钻削而成。对铸件的密封性提出了很高的要求（冷却液及润滑油范围内铸件的附加密封并不是不常见的）。由轴承座开始深钻一个通向主油道的进油孔，此孔很少有预浇铸的。近似垂直的输油道由主油道通向气缸盖，在那里流入到纵向水平布置的用于凸轮轴轴承、液压挺柱（如果有的话）润滑的供油通道。如果不能避免角形油道，通常由两侧钻孔，并且孔应由外面封堵。

通常布置有一个平行于主油道的与喷油嘴连在一起的供油道用于活塞冷却。主轴承所需要的润滑油量可以从主油道范围内引出，并通过油孔输送到轴承座上。专用冷却活塞的供油通道的优点是，只需要一个唯一的溢流压力阀。阀门可以调节为，在怠速及低转速时（油泵很低的供油量时）为了维持整机润滑可以不开启喷油。此外还应特别注意无压力的润滑系统部分，如图 4.5-26 描述的回油道。还特别取决于，润滑油应在尽可能短的时间内排出到低于曲轴的水平，以便限制润滑油乳化（由此可能造成附加的摩擦损失）以及限制油氧化和油位下降。同时应注意大的回油道横截面的流量。

类似的情况还有具有油气分离功能的曲轴箱通风系统。类似于图 4.5-26 描述的回油情况，可以借助于气缸盖中直至通向油气分离器（通常是在气缸盖罩盖下面）的竖筋来实现。小型直列发动机通常是通过在缸体壁上的一个侧面开口将曲轴箱通风排向外面。如果凸轮轴的传动机构还是利用链轮传动的话，传统方案是通过链轮室排风。

当今的发动机具有相当昂贵的曲轴箱通风装置，可以与发动机当时的工况协调一致。由于气缸之间曲轴箱中的压力平衡对发动机的功率具有重要意义。为了实现由于功能及排放的原因所要求的较低的近零负荷，缸间的曲轴箱通风的数量做出了很大贡献。如果不能在轴承座上浇铸通孔（砂型铸造没有问题），必须随后在前后两侧钻孔并进行封堵（钢金属型/钢磨具无砂芯）（图 4.5-28）。

V 形布置的气缸允许气缸组倾斜，V 形内侧较高的通道常用于通风，在外侧的通道用于回油，由于重力的作用润滑油会聚集于此。类似情况也用于具有较大倾斜状态的直列发动机。不断增长的情况还有将 V 形空间（气缸组之间的 V 形空间）用作通风系统，作为曲轴箱通风的气体收集容器（通向曲轴箱的通道）。V 形空间为此目的应装上盖板。

当然 V 形空间还可以用于一些其他的用途，例如用于冷却液供应^[F20]或者如

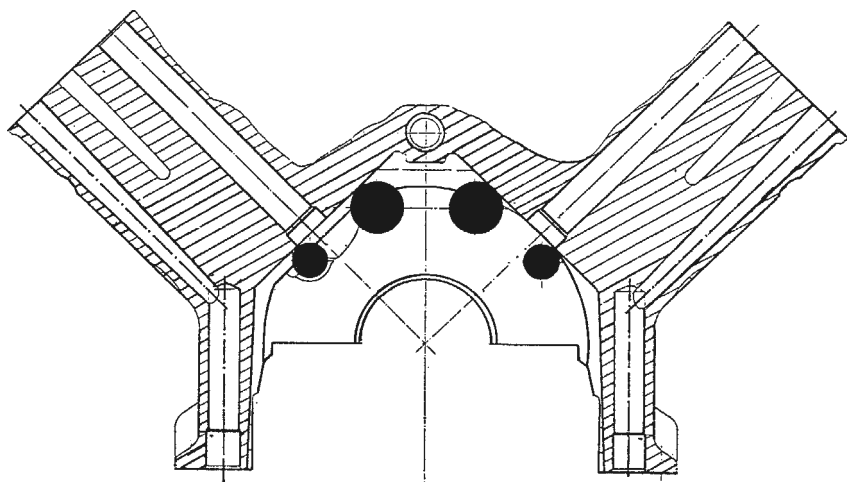


图 4.5-28 铝气缸体轴承座上钻的压力平衡孔，低压钢金属型浇铸（梅塞德斯-奔驰 V8 发动机）

果 V 形角度与所选择的曲柄布置正好合适的话，还可用于安置惯性矩平衡的平衡轴。美国的 V 形发动机大多使用这一空间安置中置凸轮轴，通过推杆操纵两个气缸盖上的气门。

V 形空间的罩盖或者两列气缸组之间的连接件对组 - 组振动形式总是起到积极的作用（封闭的截面时还具有抗扭振特性）。

在此还应指出气缸体上有问题的位置，气缸孔在下部范围碰到轴承座的中隔板，并与其相切（缸间隔宽度 < 轴承座宽度），是因为圆柱形轮廓会由于珩磨刀具的惯性运动向下至少延长 15mm。应注意，轴承座的刚度已经保持在极限状态，结构强度不能由于加工产生的尖锐边角及边缘这种不允许的方式被减弱。

当今发动机和变速器单元出于振动技术考虑通常都作为一个单元，因此非常重视发动机和变速器法兰大面积的连接。总的来说是在谋求实现抗弯曲及抗扭振的变速器 - 曲轴箱连接结构。

由于众多接口（从简单的固定孔及密封表面直至附件法兰）的强制需要，气缸体的外表面经常具有复杂的“裂缝”。如果必须在钢模中塑造侧表面，在设计时应注意侧挡板的拉力方向（压铸为 0° ，低压铸造特别是 V 形发动机应向下 22.5° ）。

不应忽视的还有发动机悬置的固定点。为其规定的位置必须高刚度，例如总是要处于轴承座中隔板的位置^[F21]。

在此章节即将结束时还应强调一下气缸的编号。1 缸在直列发动机时为行驶方向最前面的那个缸（纵置），以及发动机控制端的那个缸（横置）。V 形发动机上原理相同，A 组相对于 B 组向行驶方向及控制侧偏移，大多数均是这种情况（主动气缸组错位）。A 组从前面（控制端）看为左侧那一组。1 缸为 A 组最前面那个缸， V_n 发动机时， n 缸是 B 组最后的那个缸，这不取决于主动还是被动错位。卧

式发动机与 V 形发动机的缸数布置没有差别。后置发动机应排除混淆，同样控制端为 1 缸。

4.5.3 气缸体轻量化

4.5.3.1 轻量化潜力

过去铝在气缸体上的应用是比较犹豫的，主要是由于成本的原因仅局限在高级乘用车用大排量四缸发动机上应用。随着 CO₂ 排放法规更加严格，继续加强降低油耗的重要性达到一个新的水准（见章节 4.5.1.5）。

除了其他可见的总效率改进以外，作为长期的任务降低行驶阻力是近期及中期应采取的措施。可以略微估计一下，在过去的年代中，仅仅是在空气阻力方面实现了巨大的进步。相反同汽车质量成比例的行驶阻力却在大大提高，这些都是由于被动安全性、噪声隔离及阻尼决定的以及用于舒适性的附件造成的。汽车越是不均衡的移动，汽车质量在油耗方面越起到决定性的作用（特性参数：节油系数；代表性的平均值为减重 100kg 每 100km 节油 0.6L^[F22]）。

通过将使用灰铸铁转变为使用铝材制造气缸体降低质量的潜在在中级乘用车应用中不断得到证实，其 66 例大约为 40% ~ 50%，因为气缸体是乘用车中最重的一个零件（图 4.5-29）。如章节 4.5.1.5 所描述的，主要考虑是成本有利的方案。

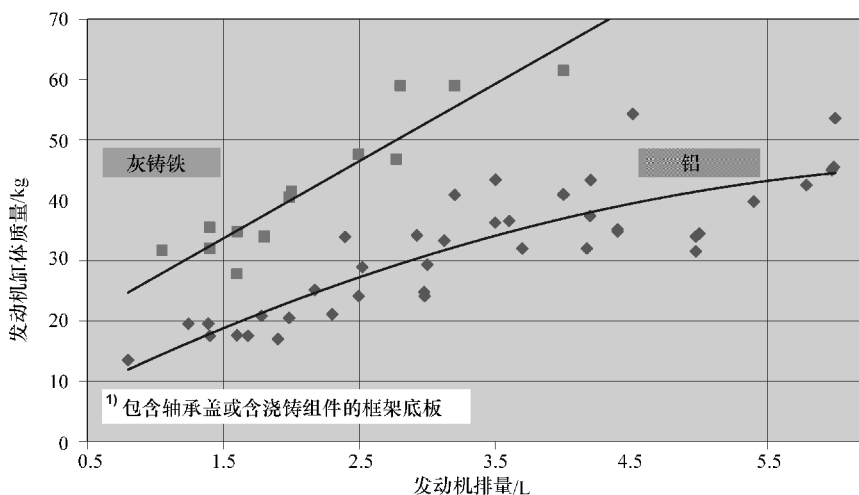


图 4.5-29 考虑到材料与排量相关的气缸体质量（单个点代表量产发动机的气缸体质量）

随着铸造工艺的继续发展，在此期间灰铸铁可以减轻质量 10% ~ 15%（蠕墨铸铁），但是由于非常薄壁的结构上的挠曲问题通过功能要求已确定达到极限，至少 10% 总质量的潜能蕴藏在缸体壁厚的公差中，此处问题在于砂型及砂芯位置精确的定位。减少铸型的组成部分（意味着必然采用明显很大的并且很复杂的砂型及砂芯）的方案是由 AVL 公司提出的建议。不同铸造工艺的轻量化的潜能是由表 4.5-3 中的推荐值得出的结论（此处为铝的经验值；不一定必须与相关标准的要求一致）。

表 4.5-3 铝铸造工艺及带有公差的普遍的气缸体壁厚 (依据数值^①)

铸造工艺	典型最小壁厚	壁厚公差	加工余量
压铸	3mm	1mm	1mm
挤铸	4mm	1mm	1mm (最大 2mm)
重力/低压金属型铸造	4.5mm (局部 4mm)	1mm (1.5mm ^②)	2mm (最大 4mm)
砂铸	4.5mm	1.5 ~ 2mm	2.5mm (最大 5mm)

① DIN1688 标准给出轻金属合金铸造毛坯件通用公差及加工余量。

② 与砂芯联系在一起 (例如水套)。

4.5.3.2 灰铸铁与铝合金材料特性比较

确定铝材料的先决条件不仅仅涉及成本,还涉及材料特性,表 4.5-4 中列举了铝材料与灰铸铁的对比。铝材料明显的优点在于其较低的密度,考虑到活塞,还在于与其相同的热膨胀以及突出的热传导能力。对于灰铸铁则体现为弹性模量、较高的强度值 (主要是抗压强度)、硬度以及损失系数,最终由于两个材料较大的带宽范围,实际上没有代表性的关系值。

不考虑具有很硬的耐磨的含有初生硅的过共晶铝硅合金,硬度的差别应如此评价,铝合金气缸工作面无缸套是不行的。

较低的损失系数一再被过度使用,以便强调铝的噪声缺点,但是这一论据是有问题的。材料阻尼的表格数值是取自于样棒。结构越复杂铝的这一缺点就越来越没有意义。关系到固体噪声的传播,在气缸体上固体噪声及介入衰减的全部作用超过材料阻尼。这一说法比在此提及的公开的数值更基于普遍的经验。

除了固体噪声传播,特别是声辐射更具有意义。如果用于大致估算的结果,在此可以考虑软轴上反射的声辐射的极限频率 (见章节 6.5.2)。用于板形元件,由其构成气缸体,如果横截面高度 (以矩形截面为基础) 处于以下关系时,应设定相同极限频率:

$$\frac{h_{Al}}{h_{GJL}} = \sqrt{\frac{\rho_{Al} E_{GJL} (1 - \mu_{Al}^2)}{\rho_{GJL} E_{Al} (1 - \mu_{GJL}^2)}} \quad (4-167)$$

用于密度 ρ , 弹性模量 E 和横向收缩系数 μ 在使用铝材和灰铸铁 (GJL) 材料时可以使用以下特性值:

$$\rho_{Al}/\rho_{GJL} = 0.375, E_{Al}/E_{GJL} = 0.69, \mu_{Al} = 0.33, \mu_{GJL} = 0.25 \rightarrow h_{Al}/h_{GJL} = 0.72$$

这一数值由于特别简单的假设而不过于解释。但是首先允许重要的论述,考虑到以铝材为基础的声波辐射在传统的横截面尺寸上看起来可以实现在噪声方面同气缸体结构等值。这还可以得出其他结论,铝材较低密度的优点没有影响,而较难的噪声方面的缺点在设计上就可以实现。

此外商数 $h \sqrt{E/[\rho(1 - \mu^2)]}$ 及其倒数 $1/h \sqrt{\rho(1 - \mu^2)}/E$ 作为固有频率高度的系数以及声辐射的极限频率 [见公式 (4.22)] 进行解释 (见

章节 6.5.2)。铝噪声（在具有可比较的壁厚的前提下）具有较低的声辐射极限频率，但是其固有频率却处于较高的位置。与灰铸铁相比，前者意味着虽然较大的声辐射低于极限频率，但对于气缸体不是很关键的；后者相对于激励固有频率有利的推移（见章节 6.5.2）。当然也不能隐瞒，当力激励与振速激励相反，可以在极限频率以上估计用于振速($10\lg v^2 = 20\lg v$) + 7dB 的声强。这一缺点可以由约 1.7 倍的横截面抵消。过去的观察虽然都是理论上的，但是都是基于抽象的基本的板式结构。类似简化的估算，要考虑到弯曲刚性及弯曲变换刚性，可以假设：

$$\frac{h_{Al}}{h_{GJL}} = \sqrt[3]{\frac{E_{GJL}}{E_{Al}}} \text{ 及 } \frac{h_{Al}}{h_{GJL}} = \sqrt{\frac{\sigma_{bwGJL}}{\sigma_{bwAl}}} \tag{4-168}$$

乘以密度比可以证明铝气缸体降低质量的潜能。在第一种情况中利用以上给出的数值，铝材壁厚仅须提高 13%，质量纯理论上就可降低 58%。第二种情况，假设所涉及的灰铸铁材料的弯曲变换成强度双倍的提高，铝材壁厚必须提高 41%。这样对于降低质量仍有 47% 的潜能。虽然这看似数字游戏，但是却证明乘用车铝气缸体是适用的。

实践中必须要求由铝材料切割的结构，以便完全利用其优点并可以弥补在表 4.5-4 中提及的缺点特性。这涉及结构的整个强度、螺栓连接范围及考虑到热间隙控制的轴承位置。通过较大的热间隙决定的铝气缸体加强的激励在过去大大地导致噪声方面很差的评价，并造成材料特性具有缺陷的解释。当今具有经过考验的解决方案，可以在结构上进行对比。

表 4.5-4 灰铸铁和铝材料特性值对比（基础：标准合金；
由于较大的带宽，比例数值部分存在问题）

材料特性	比例：铝/灰铁	影 响
密度 ρ	约 1/3	• 质量 • 噪声
弹性模量 E	约 0.7	• 刚性 • 横截面尺寸 • 噪声 • 螺栓连接/动态螺栓负荷 • 气缸体结构/总设计
热膨胀系数 α	约 2	• 活塞结构，安装及运行间隙，活塞噪声 • 使用不同材料配合使用时的气缸挠曲
导热系数 λ	2 ~ 3	• 水套深度 • 冷却系统 • 最大温度/温度分布/爆燃倾向
损失系数 η (材料挥发)	铝 < GJL	• 噪声/固体声传播（要求基于试棒；在复杂结构上的损失具有意义；对此没有公开的数值）

(续)

材料特性	比例：铝/灰铁	影 响
硬度 HB	0.4 ~ 0.6 (很强烈地取决于热处理)	• 摩擦学： 摩擦/损失 评价气缸摩擦面 活塞裙涂层 活塞环摩擦面
强度： 抗拉强度 R_m 耐压强度 $K_{f,max}$ 弯曲交变强度 σ_{bw}	0.6 ~ 0.95 约 1/3 0.4 ~ 0.7	• 横截面尺寸/螺纹强度 • 螺栓连接/下沉特性 • 气缸体结构/总设计
断裂延伸率 A_5	铝 $\leq$ 或 $\geq$ GJL 取决于合金及热处理	• 裂纹构成 • 螺栓连接 气缸盖螺栓孔/轴承座
横向拉延系数 μ	0.33/0.25 = 1.32	噪声

镁合金比较贵，具有很低的弹性模量，在高温下延伸比铝还要大。相反根据专家的看法在现今腐蚀是可以控制的。与加工联系在一起的问题（铸造及机械加工）通常都是已知的。潜能的估计是其与铝相比在密度上的优势（ $1.8/2.7 = 0.67$ ），在气缸体上可以减轻约 10% 的质量。镁合金的优点可以很好地应用在不直接处于力流中的部件。

4.5.4 气缸体 CAE 计算

4.5.4.1 气缸体有限元（FEM）计算分析

当今气缸体复杂的结构利用传统的计算方法已无法满足需要。如果不使用计算机支持的 CAE 方法如 FEM，计算工作将是无法想象的。计算分析评价以下方面的要素：

- 温度场
- 变形
- 刚度
- 应力集中处
- 振动及噪声特性

在初步设计阶段考虑到设计任务书的要求具有重要的意义。

考虑到几何尺寸的离散性，用于计算任务设计的网格也可以不相同。用于刚性和变形研究的模型可以由比较粗糙的网格搭建，可以比温度以及特别是应力集中的网格粗糙一些，特别是在出现相应的梯度时。用于动态和噪声研究高密度的网格可以与分辨率最高的频率相配合（注意：在抗弯刚度的范围内网格密度离散性

很小!))。

同样,单元类型根据不同任务也变化。分析温度场和应力场主要使用具有 8 个(如果在每个边缘各补充一个中间节点)及 20 个节点的空间六面体单元。后者还允许具有抛物线近似值的弯曲边缘(大多为所谓等抛物线单元)。“恒定单元”及“线性单元”的概念也与带与不带中间节点的单元一同出现。在动态及噪声研究中平坦的板及壳单元占优势,计算时按厚度进行分配(图 4.5-30)^[F23, F24]。

当然原则上也可以使用空间及板/壳单元的组合。考虑到正确的连接应注意一些问题。单元应通过其边缘节点及分配的材料特性值进行确定。在零件极限相互冲突的地方,使用双节点。这样材料变换及热过渡条件可以沿着边界面进行描述。

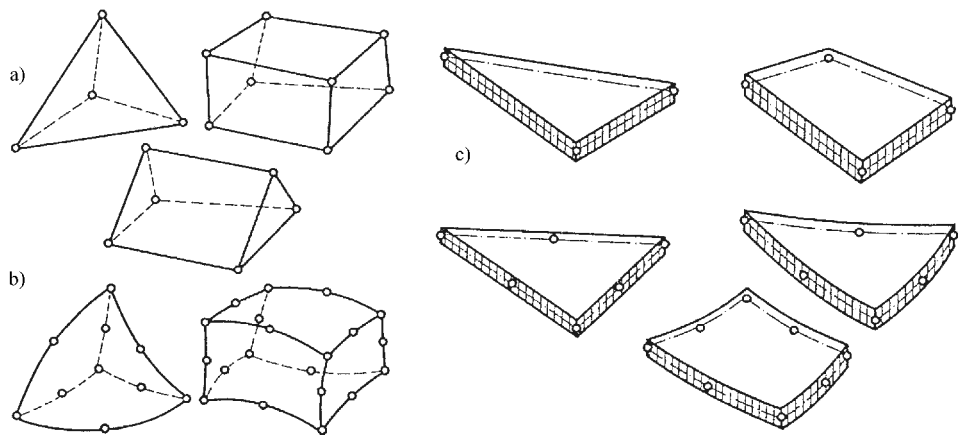


图 4.5-30 用于 FEM 计算的一些常用单元类型:具有直线 (a) 及弯曲边缘 (b) 的空间单元,计算厚度的相应的片/板及壳单元(不同的节点自由度!)

网格设计(此时效率很高的 CAD/CAE 接口及结构优化的程序可有限地降低成本)以及在以后的结果评价及描述中的主要工作量,在其他地方已经进行过多次描述。仅在此突出强调缸体的复杂结构。

图 4.5-31 左上图显示了一个四缸汽油发动机的 FE 完整模型,包括用于计算的连接部件,例如:气缸盖底板、气缸盖密封垫上的燃烧室镶边(此后缩写为气缸垫)以及主轴承盖。这一模型用于螺栓力对整个结构变形影响的研究^[F25]。在文献中已经列举了大量示例,但是描述总是不全面。因此在图中右上图对比了一个完整的模型。图中详细描述了气缸体的原始结构,并且在气缸盖网格分布(带螺栓孔的底板)以及气缸垫的描述中非常详细。气缸盖和主轴承螺栓也包含在内。这种情况下特殊的意义在于,在铝压铸气缸体中浇铸灰铸铁(德标灰铸铁)气缸套。在此不可忽视的铸件凝固时才可检测的残余应力可事先计算,即铝铸件对缸套的压缩压力。

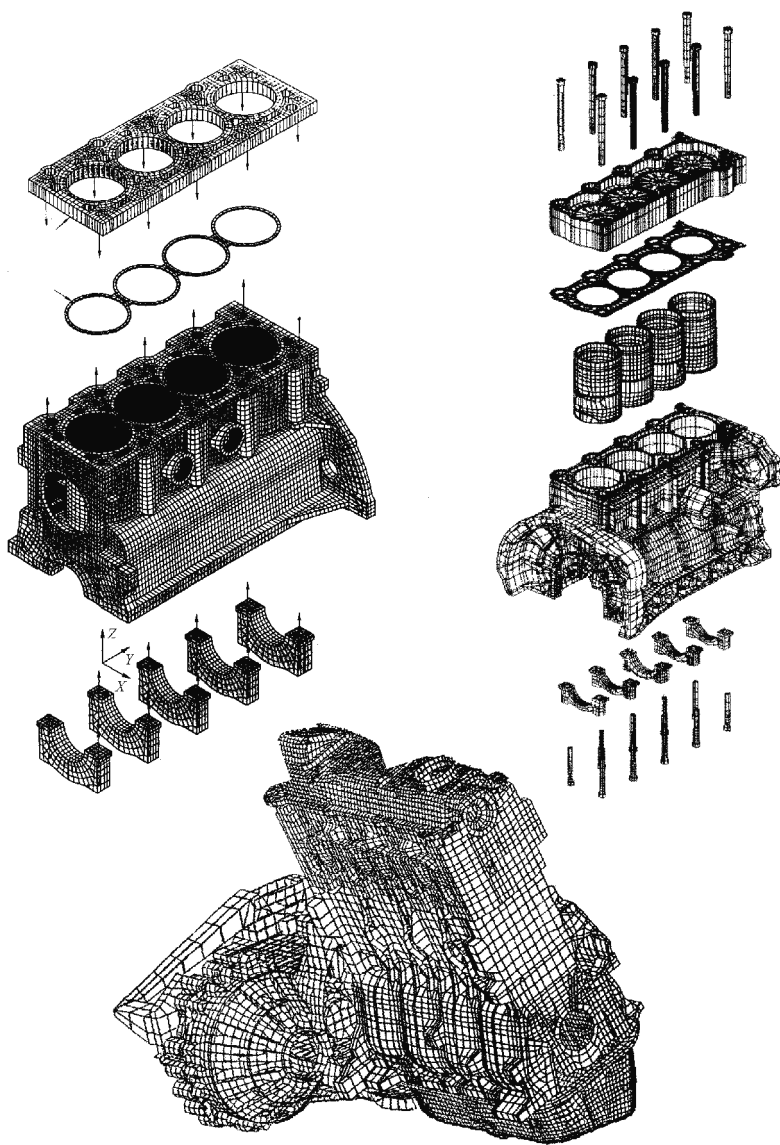


图 4.5-31 发动机缸体及用于计算所需要附件 FE 完整模型；上图：结构研究用的不同完整模型（应力、变形、温度场）（左：出自 [F25]，右：出自活塞施密特股份公司，现今的活塞施密特皮尔堡 AG/KS 活塞施密特有限公司）；下：整个动力总成包括变速器壳体的 FE 噪声模型（出自 [F26]）

完整模型通常用于动态及噪声研究的目的,通常网格分布得很粗糙,比图 4.5-32 中下图显示的模型还粗糙。应用所谓的粗模型大约 2000 ~ 4000 板及壳单元及几百个条形单元即可满足要求^[F24]。

这个有限元模型相当大并很昂贵。因此预优化经常是先在发动机切片上进行,即在两个相邻气缸间从一个气缸中心到另一个气缸中心截取出的一块“发动机切片”上进行。垂直切口面的临界条件采用了对称的假设边界。切片的截面用 5000 ~ 6000 个元素描述^[F24]。图 4.5-32 显示了用于计算乘用车柴油发动机的“发动机切片”^[F27]。

在开式结构中第 2 阶占优势(椭圆形)^[F28]。在闭式结构中导致第 4 阶(梅花状)变形的缸盖螺栓的影响明显显露出来。活塞环的配合能力随着缸孔变形阶次的增长而迅速下降。虽然原则上并不是很关键,但是总的来说影响较大。

4.5.4.1.1 温度场分析

计算温度场必须给出以下的边界条件:

- 燃烧室
- 零件对零件
- 冷却液流经表面

燃烧室(零件的热量吸收)

- 一定工况下恒定的表面温度(负荷及转速恒定)

- 热流密度取决于平均热传导系数以及对于循环具有代表性的燃烧室温度^[F29]。

燃烧室方面的热传递的其他细节在章节 4.6.2.1 中的有关气缸盖的相关内容中进行了描述。

零件对零件(通过边界面的热传导)

在活塞(活塞环)和气缸工作面之间区分永久静接触(1)和滑动接触(2):

(1) 热传导系数实际上是接触面压的函数。

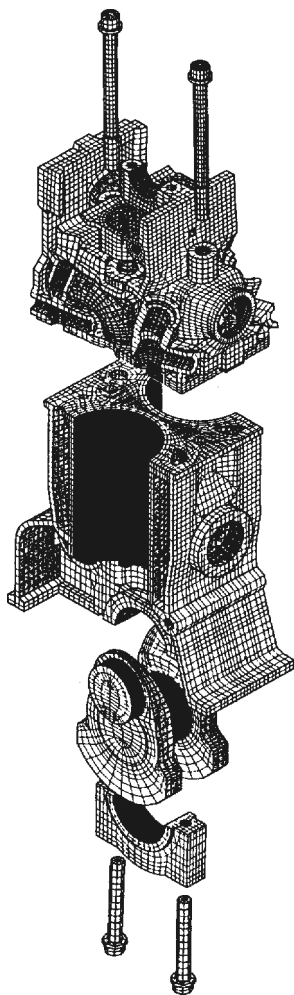


图 4.5-32 FEM 断面计算用细
离散的“发动机切片”^[F27]; 阴影
(黑色区域)仅由于噪声原因

(2) 沿着气缸轴线按指数规律衰减的热传导系数的热传导作用接近稳态近似值^[F24]。

冷却液 (散热)

在章节 4.5.1.1 中指出, 所谓的“雷诺方程”允许确定局部热传导系数。通过冷却液导出的热量可以借助于强制方式的 Nu 系数求得 [F24]。热传导系数 α_{Wa} 可如下估算:

$$\alpha_{Wa} = Nu\lambda/d, \text{ 其中 } Nu = 0.023Re^{0.8}Pr^{0.4} \quad (4-169)$$

式中, Re 为雷诺系数; Pr 为普朗德系数; λ 为冷却液的导热系数; d 是水套范围特性截面尺寸, 理想方式是管内流体的直径。所需流体速度越来越依靠流体模拟求得 (对此的说明见章节 4.5.1.1)。冷却液一侧的壁温 T_{Wa} 通过温度差 $T_{Wa} - T_{Km}$ 与由冷却液经过表面元素 dA 吸收的热量 $dAa_{Wa} (T_{Wa} - T_{Km})$ 关联。热传导系数受到流体速度、局部流体截面及冷却液温度的影响。冷却液入口温度在计算时应给出。固定工况时局部温度不改变。

比热容为 c_p 的冷却液流量 $\dot{m}$, 随着温度提高沿气缸壁流动的简单示例中应用恒定的外壁温度 T_{Wa} 。由冷却液吸收的热量与缸壁侧对流传导的热量相等推导如下:

$$d\dot{Q} = \dot{m}c_p dT_{Km} = dAa_{Wa}(T_{Wa} - T_{Km}) \rightarrow \frac{dT_{Km}}{T_{Wa} - T_{Km}} = \frac{\alpha_{Wa} dA}{\dot{m}c_p} \quad (4-170)$$

由 T_{KmE} 至 T_{KmA} 积分后 (冷却液进出口温度) 并经过互换面 A 得出:

$$\ln \frac{T_{Wa} - T_{KmE}}{T_{Wa} - T_{KmA}} = \frac{\alpha_{Wa} A}{\dot{m}c_p}$$

和

$$T_{KmA} = T_{Wa} - \frac{(T_{Wa} - T_{KmE})}{e^{[\alpha_{Wa} A / \dot{m}c_p]}} \quad (4-171)$$

4.5.4.1.2 变形分析

用于变形分析必须将气缸体模型与带气缸垫的气缸盖以及主轴承盖“用螺栓拧紧”装配在一起。由此在计算时模型局部承受气缸盖和主轴承螺栓连接的螺栓力。螺栓本身大多不建模, 而是通过等效的圆柱体描述其特性。用于首次研究的气缸盖可以通过其底板或一个具有等值刚性的平板来求近似值。

气缸垫是相对最软的零件结构[⊖]。与局部作用的螺栓力联系在一起可以发现其对整个联合体变形特性的影响。气缸垫与气缸体以及气缸盖一侧法兰面之间的摩擦以及实际出现的滑动运动通常不能或仅可近似求得。针对变形应分为 3 种不同的工况状态:

- 装配后由于静态负荷螺栓预紧力造成的变形

⊖ 基于气缸垫厚度的所谓“压紧”(无负荷)。

- 由于动态负荷气体力造成的变形
- 考虑到节点温度（温度场）时附加的由温度决定的变形

此处特别应关注的是：

- 气缸孔变形应尽可能小
- 气缸盖及气缸盖底板的拱形变形尽可能小
- 气缸垫的压力分布尽可能均匀
- 曲轴主轴承的变形最小以及在负荷下瓦盖结合面尽可能有最佳的贴合度（假定曲轴曲拐在模型中）。

4.5.4.1.3 应力场

应力分布基于局部计算的应变。高负荷范围无疑都是一致的。关键的区域例如螺栓螺纹、主轴承接缝处的内侧、合铸的气缸之间的间隔区域以及由于加工造成的锐边（例如珩磨出口）。

用于应力计算的网格相对于温度场计算应处理得尽可能更实际一些。如果可以忍受一定的缺陷忽略与相邻零件的接触问题，例如：去除掉与其他零件接触面上的双节点（双节点表示与其他材料的过渡），零件可以相互“紧密”连接在一起^[F24]，在给出的前提下可以简化计算。

还应检查的是，是否对于实际的应力求解具有非对称的边界条件，或者是否考虑到不对称。正确的边界条件如上所述与安全性一起可以提供完整结构的粗模型。

浇铸件及热装件会造成困难。在未加载的结构上就已可产生应力及变形，必须作为基础状态（固有应力）在第一个计算过程中便进行分析。对于与结构相关的单元必须考虑到有差异的材料特性值，例如：应模拟在铝缸体中浇铸灰铸铁（德标灰铸铁）缸套。用于此计算可按在章节 4.5.4.1.2 中提及的情况进行。换算成主应力以及机械及热应力的叠加，类似于活塞一样的计算。

4.5.4.2 主轴承螺栓连接设计

在章节 4.1.4 中以连杆为例详细描述了螺栓连接的理论背景。如果连杆的圆环形模型将两侧固定夹紧的半环作为轴承盖的抽象概念替代的话，可以类似作为主轴承螺栓连接的近似计算（参见 [F30]）。根据章节 4.1.3.3 中的插图 4.1-7 的说明，轴承力视不同的气缸布置也可以作为曲柄角度 ϕ 的函数，以便算出最大负荷。

当功率提高时，主轴承螺栓连接可能处于极限状态，必须加强^[F9,F10]。灰铸铁气缸体常用的加强措施在图 4.5-33 中概括描述了。通常为：

- 延长螺栓的夹紧长度
- 使用具有较高强度的螺栓材料
- 整个轴承座（铝）及主轴承螺栓孔（灰铸铁）的加强/加固
- 高强度材料主轴承盖（例如用 GJS400 替代灰铸铁 250）
- 屈服极限控制的拧紧工艺
- “Heli - Coil” 螺纹增强，提高螺纹拧紧长度（铝）

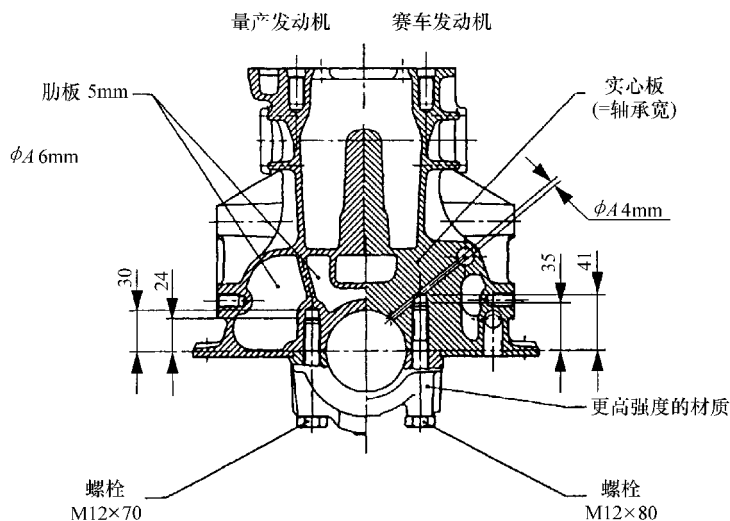


图 4.5-33 主轴承螺栓连接范围的加强, 以便将量产灰铸铁气缸体用于赛车用途^[F9]

4.5.4.3 气缸盖螺栓连接设计

气缸盖和主轴承螺栓连接考虑到符合力流的设计在构思气缸体时不允许相互独立考虑。力流为直线流动并且是封闭的。通过连接凸筋气缸盖与主轴承端的螺栓力形成无弯曲力矩 (图 4.5-34)。V 形发动机由于气缸组错位不可避免, 气缸盖和主轴承螺栓可以不在同一个垂直的平面上布置。

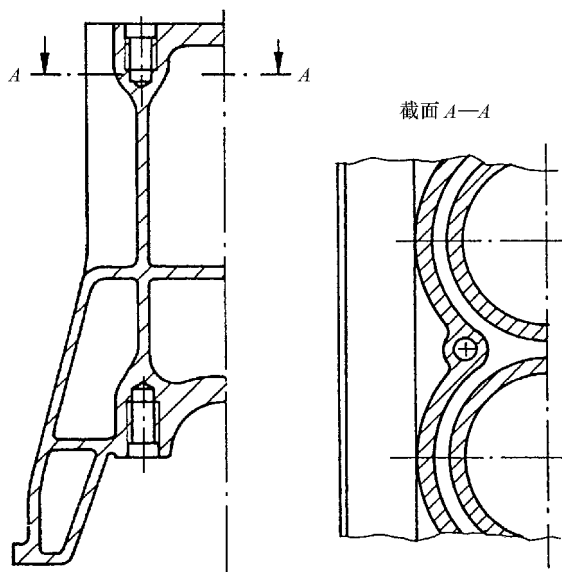


图 4.5-34 气缸体侧壁的连接凸筋, 为了达到直线的力流并尽可能切断由于螺栓力造成的弯矩 (原理图)^[F30]

气缸盖螺栓的螺栓孔不允许连接在缸壁上, 因为由此会造成很大的气缸变形, 会影响到活塞和活塞环的功能。必须以足够的横截面集成在水套壁(外壁)中, 此时螺栓螺纹不能直接处于气缸顶板下面, 而应该延伸到一定的深度位置。

如果仅考虑气缸变形, 长螺栓更有利, 其螺纹低于水套。实际上气缸盖螺栓螺纹以什么样的高度进行布置最有利, 是气缸体优化的课题。尽可能小的布置螺栓与气缸孔间隔的事实, 通常螺栓孔位置与足够的水套横截面的目标相互冲突。

原则上用于气缸盖螺栓的连接结构可以使用螺栓和拉紧螺杆以及膨胀螺杆的形式。还有更详尽的设计, 将气缸盖和主轴承盖用贯穿的拉紧螺杆连接在气缸体上^[F31] (见引用文献来源: 气缸盖与气缸体上下件)。

在铝气缸盖上特别是在铝气缸盖和铝气缸体的组合中, 尽管在实践中存在反对的观点, 实际上装配预应力不要完全达到气缸盖螺栓的屈服极限, 因为铝在加热到工作温度时比钢螺栓有更大的膨胀, 因此必须预留有附加的负荷储备。气缸盖在螺栓孔范围需要一定的负荷储备。比例最好根据应力曲线图进行说明(图 4.5-35)。所有四个气缸盖螺栓的由温度决定的预应力 ΔF_V 与螺栓挠度 δ_s (单个螺栓刚度的倒数) 以及附加的螺栓延伸率 Δl_s 关系如下

$$\Delta F_V = 4 \frac{\Delta l_s}{\delta_s} \quad (4-172)$$

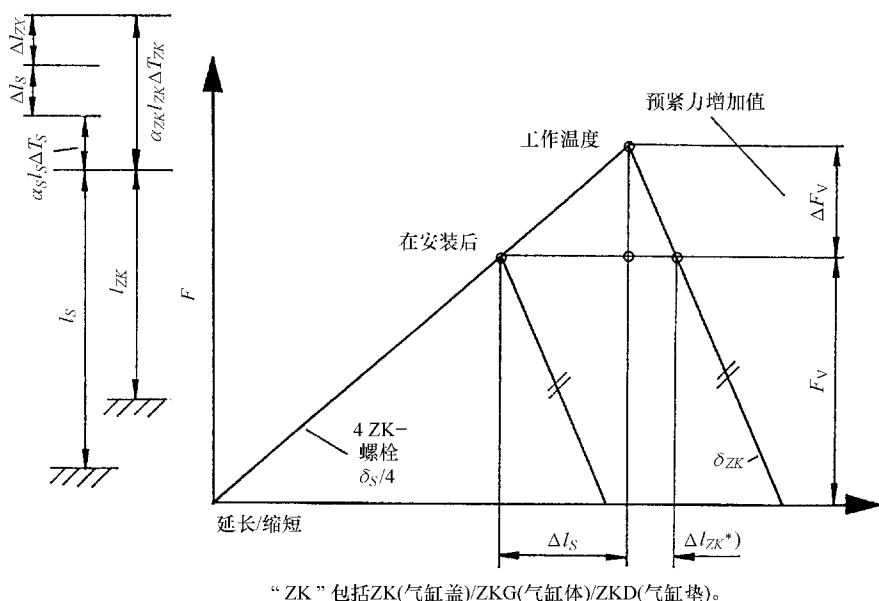


图 4.5-35 装配后及热机状态下气缸盖螺栓连接的应力曲线图

Δl_s 由螺栓和气缸盖/气缸体之间的力平衡得出:

$$\Delta F_V = 4 \frac{\Delta l_S}{\delta_S} = \frac{\Delta l_{ZK}}{\delta_{ZK}} \quad (4-173)$$

式中, δ_{ZK} 是气缸盖以及气缸盖/气缸体在夹紧长度范围的挠度, 此处简单认为是 4 个螺栓孔汇集在一起; Δl_{ZK} 为其相对缩短距离。几何形状一致性按照图 4.5-36 如下计算:

$$\alpha_{ZK} l_{ZK} \Delta T_{ZK} = \alpha_S l_S \Delta T_S + \Delta l_S + \Delta l_{ZK} \quad (4-174)$$

利用后两个方程式可以计算螺栓延伸率 Δl_S 并且代入公式 (4-172) 最终计算由温度决定的预应力提高:

$$\Delta F_V = \frac{\alpha_{ZK} l_{ZK} \Delta T_{ZK} - \alpha_S l_S \Delta T_S}{\frac{\delta_S}{4} + \delta_{ZK}} \quad (4-175)$$

式中, l_S 为螺栓杆部长度; α_S 和 α_{ZK} 代表不同的热膨胀系数, 可通过标记辨别; ΔT_S 和 ΔT_{ZK} 是工作时在螺栓上和气缸盖/气缸体上不同的温度提高。在热运行阶段 $\Delta T_{ZK} \gg \Delta T_S$!

预紧力 F_V 必须选择足够大, 以便在最大爆发压力作用时 $F_B = p_{Z\max} \pi D^2 Z/4$, 残余的夹紧力 F_{Kl} 可以保证密封必要的最小面压 $p_{\min}$ 。只有在湿缸套或风冷发动机采用独立气缸盖时这一关系才明确, 以便可以假设连续面压初步进行检验。压力取决于密封材料并与气缸垫供应商协商。

至此还可以忽略, 工作力不是在螺栓头上, 而是作用在气缸盖燃烧室半球中。一方面这一作用是偏心的, 可参见章节 4.1.4.2.2 和 4.1.4.2.3 中关于连杆的说明, 在此不再赘述。另一方面, 气缸体在工作力下虽然卸载, 但是气缸盖却附加受力, 即气体力将气缸盖由气缸体上“抬起”, 同时对其附加加载。为此相对于通常的夹紧曲线图, 其比例产生改变。所提及的极限情况如下所述:

情况 1: 螺栓头受力

情况 2: 燃烧室半球受力, 即接缝处

情况 1

在施加工作力 F_B 及气缸盖挠度 δ_{ZK} 、气缸体挠度 δ_{ZKG} 和气缸垫挠度 δ_{ZKD} 时用于 4 个气缸盖螺栓的螺栓附加力 F_{SZ} (动态负荷), 可以汇总为一个备用挠度

$$\delta_{Ers} = \delta_{ZK} + \delta_{ZKG} + \delta_{ZKD} \quad (4-176)$$

考虑到动态的长度改变 Δl 适用于以下关系 (图 4.5-36):

$$(\Delta l =) F_{SZ} \frac{\delta_S}{4} = (F_B - F_{SZ}) \delta_{Ers} \rightarrow F_{SZ} = \frac{F_B \delta_{Ers}}{\frac{\delta_S}{4} + \delta_{Ers}} \quad (4-177)$$

章节 4.1.4.2.3 中的公式 (4-177) 和公式 (4-43) 是等值的。

情况 2

如果工作力作用在燃烧室半球内, 比例如下改变, 应注意图 4.5-37 中的原

理图:

$$(\Delta l) F_{SZ} \frac{\delta_S}{4} = (F_B - F_{SZ})(\delta_{ZKG} + \delta_{ZKD}) - F_{SZ} \delta_{ZK} \rightarrow$$

$$F_{SZ} = \frac{F_B(\delta_{ZKG} + \delta_{ZKD})}{\frac{\delta_S}{4} + \delta_{ZK} + \delta_{ZKG} + \delta_{ZKD}} = \frac{F_B(\delta_{ZKG} + \delta_{ZKD})}{\frac{\delta_S}{4} + \delta_{Ers}} \quad (4-178)$$

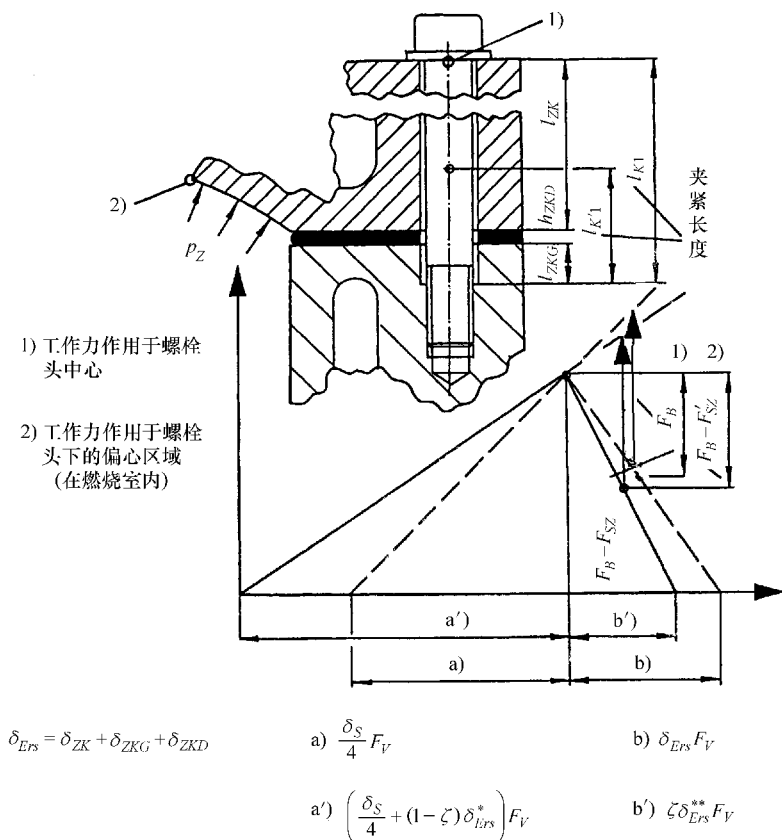


图 4.5-36 气缸盖螺栓连接; 上: 理论夹紧长度 l_{KI} 及实际可用夹紧长度 l'_{KI} ;

下: 夹紧曲线图中工作力的作用点; 备用挠度 δ_{Ers}^* 和 δ_{Ers}^{**} 表示偏心螺栓连接的普遍情况 [图示确定 F'_{SZ} 要求 $\delta_S/4$ 附加的校正满足公式 (4-181) 右侧的差值 $+\delta^* - \delta^{**}$]

如果在两个考虑的极限情况中起作用的螺栓附加力按比例应用

$$\frac{F_{SZ(2)}}{F_{SZ(1)}} = \frac{\delta_{ZKG} + \delta_{ZKD}}{\delta_{Ers}} \quad (4-179)$$

这样, 情况 2 中的动态螺栓负荷就较低。根据这一观点就没有风险, 可以忽视螺栓头部以下实际力的作用点。但是残余夹紧力在情况 2 中以较小的动态螺栓负荷

减弱。

$$F_{KI} = F_V - F_B + F_{SZ} \quad (4-180)$$

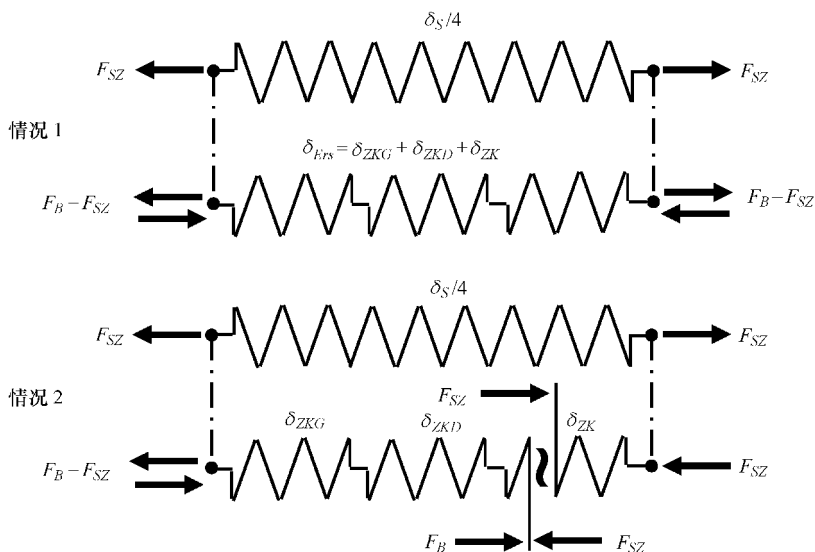


图 4.5-37 在工作力传导的不同区域中螺栓附加力导出的原理图；
情况 1：螺栓头部，情况 2：燃烧室半球坑——见公式 (4-177) 和公式 (4-178)

在正确地设计螺栓连接时是可以控制的。如前所述，工作力传导的实际位置在气缸盖上处于极限情况 1 和 2 之间的任意位置。在实践中应努力实现，力作用点通过结构措施应尽可能远离螺栓头部。这样提高了夹紧零件的弹性，并使气缸盖螺栓“更有刚性”（图 4.5-36）（注意：普遍的关于情况 3 的讨论）。

在普遍情况下将其作为情况 3 处理。

情况 3

气缸盖螺栓连接是特殊情况。当普遍应用尽可能弹性的螺栓与在夹紧范围尽可能刚性的零件匹配时，螺栓及螺纹的动态负荷（后者主要是与铝气缸体联系在一起更为重要）通过螺栓附加力 F_{SZ} 应保持很小，具有相反的比例关系。为了加载动态螺栓负荷动态力在接缝处应保持很小^[F32]。与很小挠度的密封面联系在一起，在气缸顶板以及气缸盖底板一侧实现均匀压力分布，对于良好的持久的气缸垫密封是很重要的。因此要求如下：

- 降低的螺栓弹性（刚性螺栓）
- “弹性的”结构（气缸盖螺栓孔）
- 在螺栓头部附近尽可能接近中心的力传导

利用章节 4.1.4.2.2 中的图 4.1-12 以及章节 4.1.4.2.3 中的图 4.1-14 以及图 4.5-36 的说明，通常情况可以如下给出螺栓附加力：

$$F_{SZ} = \frac{\zeta F_B \delta_{Ers}}{\frac{\delta_S}{4} + \delta_{Ers}} \quad \text{及} \quad F_{SZ} = \frac{\zeta F_B \delta_{Ers}^{**}}{\frac{\delta_S}{4} + \delta_{Ers}^{*}} \quad (4-181)$$

系数 ζ 考虑到实际可用的夹紧长度 l'_{kl} (见图 4.5-36)。当 $\zeta = 1$ 时, 工作力作用在螺栓头上。由于实际上不在中心的力的作用, 根据附加传导的弯曲力矩局部改变挠度 (螺栓力和工作力不在相同的地方起作用), 利用带有一个 (*) 以及两个 (**) 的标记进行表示。在这一点上, 如前所述, 引用了章节 4.1.4.2.2 及 4.1.4.2.3 的说明。

还应指出, 螺栓连接的力-行程曲线实际的非线性和螺栓类型对下沉后存留的预紧力的影响。在相同的下沉数值时, 弹性膨胀螺栓可以保持很高的预紧力, 可以简单地复检, 在夹紧曲线图中, 一致的下沉数值可以看到不同的螺栓弹性。较小的接缝处振动 (行程) 可以与接缝处 (力) 很强卸载的缺点相对比 (图 4.5-38)。如果根据基本的关联推导出对于刚性气缸盖螺栓的要求, 使用膨胀螺栓在气缸盖上也证明是有效的。在实践中大多优先使用膨胀螺栓, 考虑到其弹性应处在膨胀螺栓和长杆螺栓之间。

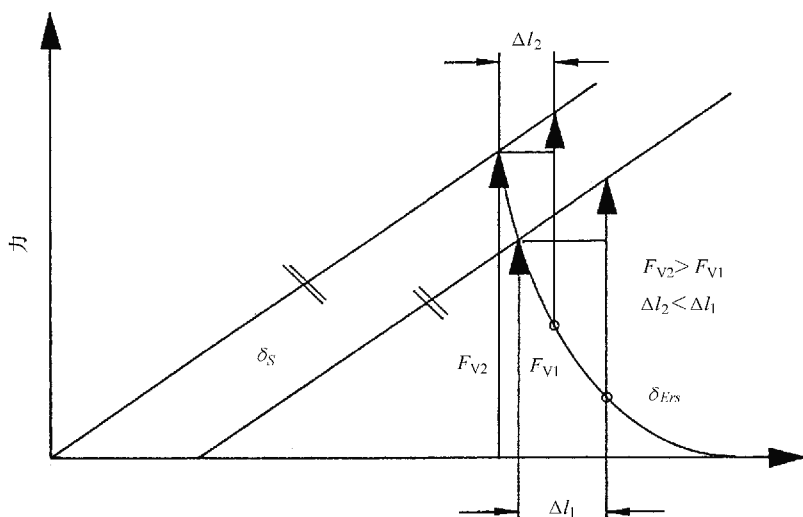


图 4.5-38 气缸螺栓连接中, 在不同的预紧力与非线性力的-行程曲线条件下, 接缝处的力与行程振动的关系

作为经验规则可以使用, 作为预紧力 F_V 达到 3~4 倍的工作力 $F_B = F_{Gas}$ (气体力) 已足够。2.5 倍时对于功能性提出风险。残余夹紧力的核算在实际假设时注意下沉过程 (偏心及在作用的工作力之内) 以及考虑热膨胀是必不可少的。

重要的要求在于气缸盖的拧紧离散度。一方面是缸盖密封垫的形式、螺栓类型以及拧紧方法, 另一方面是气缸盖与气缸体密封面的刚性必须协调一致。同时也应

假设, 螺栓管孔应设计得很简洁, 螺栓垫片以及螺纹的形状都应与材料相匹配。因为拧紧离散度不是在任何情况下都能达到的, 在气缸盖上不应拧紧到屈服极限。其危险是, 气缸盖塑性变形或者在装配时或者在发动机工作后首次加热时 (在这一阶段温度差异是最大的) 螺栓杆连接部分出现裂纹, 这是值得注意的问题。裂纹逐渐变化, 例如通过水腔壁或油腔壁扩展。

4.5.4.4 气缸孔变形的傅里叶分析

与气缸孔圆形结构的任意偏差 ΔR 可以借助于傅里叶分析, 根据这几个数值——傅里叶系数 A_i 、序数 i 的 B_i ——进行描述^[F33]:

$$\Delta R = A_0 + A_1 \cos \varphi + A_2 \cos 2\varphi + \cdots + A_i \cos i\varphi + B_1 \sin \varphi + B_2 \sin 2\varphi + \cdots + B_i \sin i\varphi \quad (4-182)$$

代入 $\Delta R_0 = A_0$, $\Delta R_i^2 = A_i^2 + B_i^2$ 和 $\varphi_i = 1/\arctan(B_i/A_i)$ 可以进行以下换算:

$$\Delta R = \Delta R_0 + \Delta R_1 \cos(\varphi - \varphi_1) + \Delta R_2 \cos 2(\varphi - \varphi_2) + \cdots + \Delta R_i \cos i(\varphi - \varphi_i) \quad (4-183)$$

由图 4.5-39 得出结论, 可在几何形状上进行解释。关于产生气缸变形的不同原因在其他章节中已经介绍过了。这些内容是:

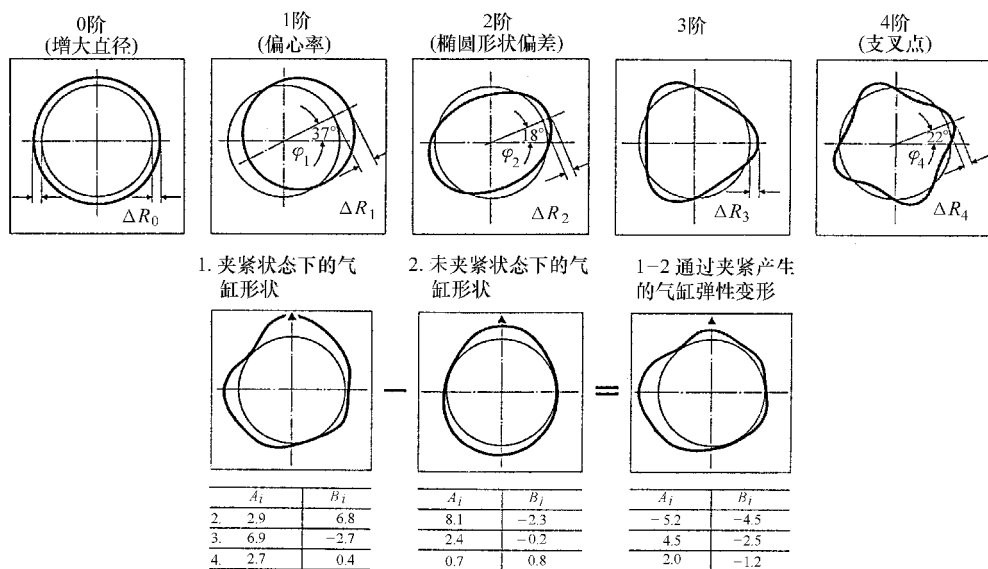


图 4.5-39 上图: 气缸变形的 4 阶变形; 下图: 借助于傅里叶函数的气缸变形计算 (实践示例) (引自 [F33])。

- 在铸件凝固时以及在出现凝固现象时产生的与内应力关联的变形:
 - 例如: 套装铸造水套时特别是在不同材料配对时 (铸件收缩)
 - 与铸造水套联系在一起的内应力不受控的下降

- 与残余固化区联系在一起的局部效应（如螺栓管孔）
- 有缺陷的热处理（铝压铸件）气缸体没有体积稳定性（由于过饱和状态快速冷却的离析造成发动机运行期间的变形（工作温度下）

- 局部不同的热膨胀（例如在改变横截面时通过不同材料的配对造成的）；普遍的由温度决定的变形如下：

- 公差决定的不均匀的缸套壁厚（浇铸后由于气缸孔位置公差 + 收缩造成的不圆性）

- 不均匀的温度分布（例如浇铸的气缸之间很小的间隔；发动机纵轴方向的很强的热膨胀 = 在工作时的椭圆形气缸孔，部分造成变形障碍的很高的应力，蠕变效应）

- 由于装配力造成的变形（出现在不利的结构特征时）：

- 例如：螺栓孔与孔的连接

- 气缸垫范围的滑移（气缸盖与气缸体之间不同的热膨胀）

- 安装件及附件（例如：水泵），发动机悬置（缺少刚性）

- 工作力产生的变形（气体力，活塞分力）

- 由加工决定的不圆度（由于加工机床精度、振动、切削材料及切削刃牢固性以及材料的可加工性等方面的影响）。

对于气缸变形应区分不同的状态（注意图 4.5-39^[F33]），应对气缸孔进行测量：

(a) 最终加工后的状态

(b) 分装后（例如气缸盖的初装）

(c) 拆装后未投入使用

(d) 重新及多次分装后

(b) - (c) 以及 (d) - (c) 弹性变形

(c) - (a) 塑性挠曲

(b) - (a) 以及 (d) - (a) 整个变形

(e) 拆装后（短时间运行）

(f) 拆装后（长时间运行）

(e) - (a) 塑性变形

(f) - (a) 塑性变形 + 磨损

(f) - (c) 塑性长时间变形 + 磨损

补救措施的前提是，原因必须是明确已知的。个别情况可以应用非常规的措施。例如，沃尔沃压铸气缸体灰铸铁缸套的铝重铸（直列 4、5、6 缸发动机）具有局部不同的壁厚的结构形式，并且缸孔之间的加工槽，以便有目的地对变形采取措施。气缸变形排序分析的优点在于，活塞环与气缸孔径向形状偏差的匹配性可以作为阶次 i 的函数表示^[F34]。径向形状偏差 ΔR_i ，由活塞环通过其 k_{Ri} 参数表示 [见

章节 4.3.4.2 中用于矩形环的公式 (4-123)], 还应进行“光隙密闭”平衡, 允许最大为:

$$\Delta R_i = \frac{D_Z k_{Ri}}{2(i^2 - 1)^2} \quad (4-184)$$

由图 4.5-40 可见, 当确定的活塞环按照给出的比例不再适合于这一阶次时, 这一阶次才可能被识别。在草图研究阶段, 就需要考虑变形对油耗和泄漏气体量的影响, 借助于 FEM 求得的变形值 (螺栓力和热变形) 对设计的环配对潜能相互论证。

对于气缸孔的直线性偏差也可以阐明准则, 当然允许对其普遍适用性提出疑问。但是在此不赘述。气缸孔在新状态允许的形状偏差通过圆柱度要求进行表示。通常为 $5 \sim 10 \mu\text{m}$ 。

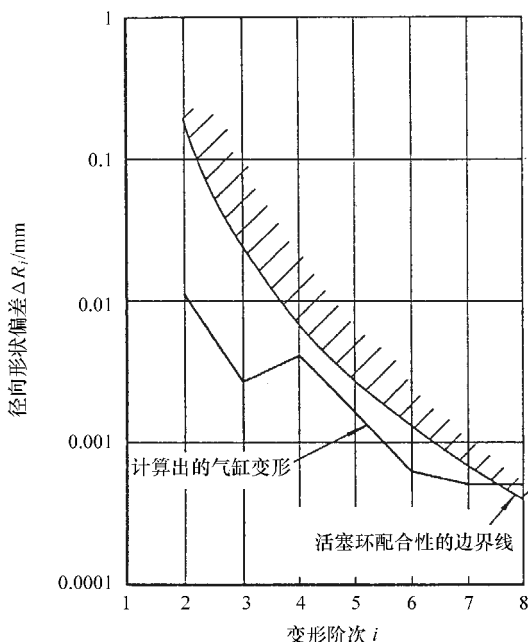


图 4.5-40 考虑到螺栓力及其温度负荷 (12L 6 缸柴油发动机处于上止点位置的 1 环) 计算的气缸孔变形与相配对的活塞环计算的配合性 (引自 [F35])

4.5.5 气缸套

在 4.5.1 章节中引入了“多项异类”气缸体方案的概念, 并对其优缺点进行了论述。这涉及具有气缸套的气缸体, 气缸套作为一个单独的部件。作为一种可能的代用方案的浇铸的气缸套已论证过了。风冷带肋片的气缸具有特殊的形状, 对此也不是本书的兴趣所在。下面将详细论述套装、压装或插入式 (Slip-fit) 湿式及

干式气缸套。图 4.5-41 简要介绍了不同气缸套方案的基本要素。

- 可互换性（便于维修保养）
- 自由的材料选择（比基础材料具有更好的摩擦特性的耐磨材料）
- 简单的气缸体构造
- 湿式气缸套对气缸变形较低的影响
- 与灰铸铁气缸套联系在一起实现了铝制气缸体的乘用车柴油发动机（不断增长的还有压铸的气缸套）

除了在其他地方提及的缺点之外，还有一些具有值得考虑的优点的气缸套方案：

灰铸铁气缸套使用非合金或低合金灰铸铁材料。生产使用离心铸造工艺。铝气缸套或多或少都使用了在 4.5.1.3 章节中描述的珩磨工艺。

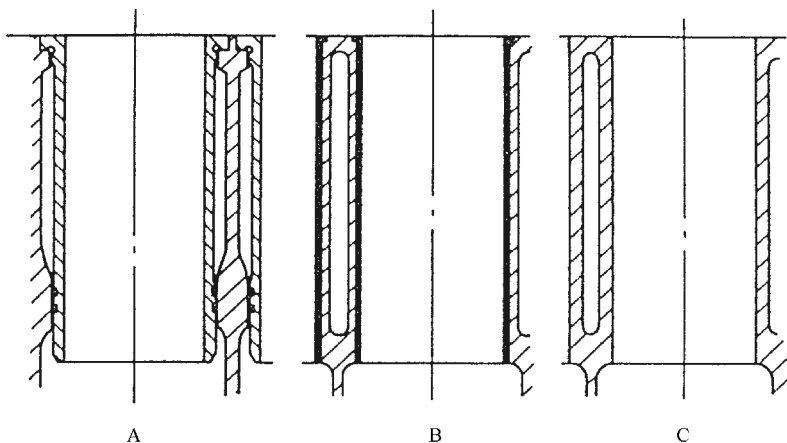


图 4.5-41 气缸套方案和整体式气缸体（C）在原理上的对比；套装、压装或插入式或压铸形式（厚壁，2.5~4mm）或（1.5~2.5mm）的湿式气缸套（A）和干式气缸套（B），要求涉及乘用车发动机及最终加工的气缸孔（引自 [F36]）

4.5.5.1 湿式气缸套

4.5.5.1.1 湿式气缸套结构形式

“悬挂式”气缸套悬挂在气缸体中。为此气缸套的上部为翻边形状。翻边附加的定位功能对应达到的热负荷是有利的，缺点是在发动机工作时，对热膨胀的阻碍造成的气缸顶板中较大的应力。因此为了消除负荷，应在翻边支承面下设计一个单独的定位翻边，由此会损坏热传导比例关系，因为一环在上止点位置，不再处于“水中”（此外气缸套外侧无冷却液）。“悬挂式”气缸套的气缸体翻边支承面需要根据其形状设计封闭式的气缸顶板以及水套砂芯。

支承面及定位在“立式”气缸套的情况下可以设置在缸体的下部范围。图 4.5-42 显示了“立式”和“悬挂式”气缸套原理上的比较。除了最上面范围需冷

却的事实以外, 这种形式可以节省气缸中心距。如图 4.5-42 所示, 用于替代支承面的缩进的薄壁气缸缩颈处可以使其外径尺寸小于“悬挂式”结构的法兰直径。此外, 通常为了缩小翻边的间隔宽度, 在气缸之间侧面削平翻边。“立式”气缸套借助于气缸颈部的配合直径定位。值得一提的是在这一关联中, 个别“悬挂式”气缸套也采用上部自由放置在气缸顶部, 下部用气缸颈部定位。“立式”气缸套通行的形式也作为“Mid-stop 气缸套”标识(支承面在气缸套中间或高或低设置)。

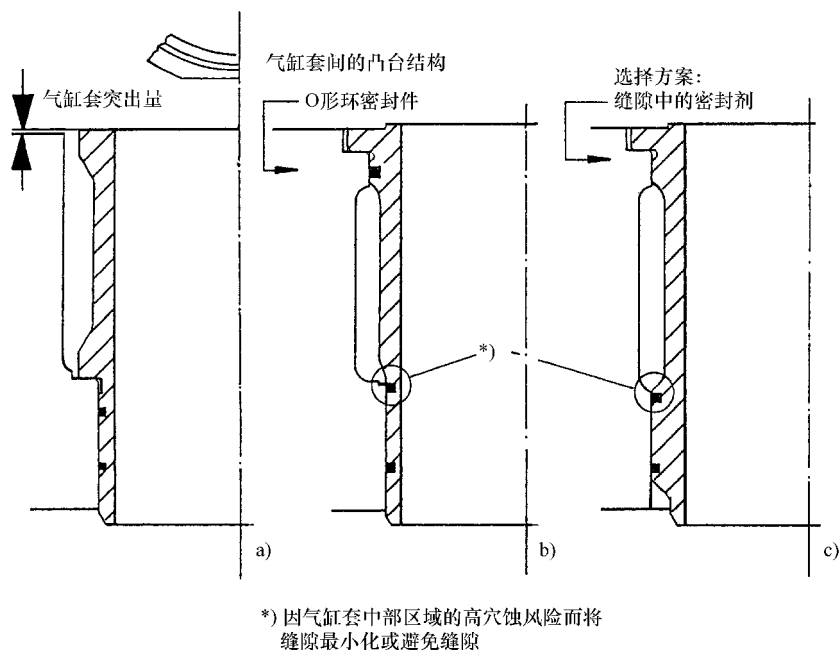


图 4.5-42 不同形式的湿式气缸套 (原理草图未按比例绘制)

- a) 在气缸颈部定位的“立式”气缸套, O 形环用作水套的下部密封, 也可以用于缸体一侧 [气缸套突出量, 气缸套上部边缘采用平车工艺 (无顶环)] b) 带有附加定位翻边的“悬挂式”气缸套低于支承面, 此处用 O 形环作为水套上部的密封, 气缸套下部范围密封类似于 a) 的形式; 气缸套上部边缘包含顶环 (气缸垫处于顶环后面下沉的范围) c) 下部缸套范围替代结构的“悬挂式”气缸套; 水套的上部密封由缝隙中的密封剂取代 O 形圈

“立式”气缸套实际的缺点是很难控制的气缸套突出量公差 (约 0.05 ~ 0.1mm), 以保证气缸垫的可靠密封。超出的公差决定了所使用的缸套长度的分级, 这与附加的加工成本并提高质保成本联系在一起。特别是铝气缸体的灰铸铁气缸套, 不同的热膨胀系数会造成特殊的问题。铝气缸体在发动机工作时会比铸铁气缸套膨胀得更厉害, 由此降低了预应力。由于较大的突出量使气缸套承受很大的轴向力作用, 这样会造成巨大的气缸变形后果。

铝气缸体中的湿式铝气缸套缓和了这一关系。它尝试着采用最大 0.05mm 的突

出量就足够了。此时应考虑到铝蠕变的倾向，只要可能就应通过适当的横截面加强平衡铝的较小的弹性模量。应用湿式铝缸套的大多数经验是由赛车运动中积累的。带有湿式缸套的发动机用铝气缸工作面已通过试验验证（例如特别是用于乘用车柴油发动机）。

在湿式缸套与气缸壁之间构成的水套必须密封。“立式”气缸套在气缸盖密封范围具有与开放式气缸顶类似的情况。燃烧室与冷却液的密封通过气缸垫压在大多是平车加工过的缸套上部边缘上。

用于密封要求的压力均匀分布，过去的钢板燃烧室镶边缸垫结构被证实是可靠的。镶边的强度可以提高局部的压力。在没有燃烧室镶边的气缸垫上，通常“悬挂式”缸套应超出翻边范围。燃烧室镶边与缸套突出的组合在所有情况下，即不论是“立式”还是“悬挂式”缸套，总是相互协调一致的。具有突出量的“悬挂式”缸套与具有燃烧室镶边的气缸垫联系在一起会造成翻边裂纹的风险。

在此探讨的特征（带或不带燃烧室镶边）按经验主要集中在传统的密封技术上。气缸垫技术提供了解决方案的多面性。这包括由最新的全金属密封到很久以来就已熟知的具有分离的燃烧室密封元件的软材料金属密封（见章节 4.7）。后者对于湿缸套及开放式气缸体被认为是合适的。特殊的密封问题可与气缸垫生产商的紧密合作中得以解决。

“悬挂式”气缸套在水套上面附加的定位翻边上用一个 O 形圈或者用专用的在缝隙中的填充密封剂进行密封。下面同样使用 O 形圈。相关的槽既可以布置在气缸颈部，又可以布置在气缸体上面。“立式”缸套也可以在支承面上使用平密封垫。O 形圈通常由丁腈橡胶制成，高热负荷时也使用氟橡胶。

下部配合及密封点具有收缩的危险。因此配合间隙、槽的几何形状和 O 形圈密封必须精心协调一致。特别关键的是，例如：径向很高压缩量的 O 形圈，与一个壁很薄的气缸颈部进行密封。根据这种方式会产生所提及的收缩。过低的压缩相反带来了密封可靠性的问题。

湿缸套特别具有的风险是气蚀。气蚀意味着冷却液侧的材料腐蚀。只有在缸套之间存在小缝隙时才发生这一情况，即几乎接触到缸套的削平处，或者是水套具有较小的径向尺寸。因此应特别注意由于活塞二次运动产生的最小振动激励，保持最小间隙（ $>0.8\text{mm}$ ）或间隙的密封。由于燃烧产生的振动激励可以通过气缸压力曲线影响。最后一个可能性是可以考虑外表面镀铬。足够量的防腐剂及冷却系统尽可能最佳的密封性，是避免空气进入的预防措施。

气缸套重要的功能主要取决于整洁的翻边支承面、支撑面与翻边中心的垂直度、决定性的内外径的同心度以及不同的形状设计、例如：刺孔、圆角及倒角。后者可以用于保证结构强度。重要的是考虑到尽可能减小变形实现气缸盖螺栓均匀的压力分布。如上所述，这是正确设计气缸垫做出的重要贡献^[F39]。

4.5.5.1.2 湿式气缸套受力情况、尺寸与结构设计

壁厚

壁厚 s_w 范围为气缸直径 D_Z 的 5% ~ 8%。这一数值适用于灰铸铁。在铝材上规定的发动机主参数大多仅按弹性模量关系进行部分截面配合。根据在这种情况下可能降低的水套深度可以通过“立式”缸套很短的夹紧长度在足够的尺寸上恢复刚性。另一方面在铝缸体上普遍偏爱“悬挂式”结构，因为在一定的前提下很少产生气缸变形。为了在“立式”缸套上实现较小的气缸中心距，在支承范围（气缸颈部）部分不能低于可行性的极限（使用灰铸铁时 $s_w \geq 2.5\% D_Z$ ，使用铝材时 $s_w \geq 3.5\% D_Z$ ）。用于“悬挂式”气缸套的翻边高度 h_B 作为参考值可以给出约 8% D_Z 的数值。

支承面

支承面 A 由允许面压 p_{zul} 和螺栓预应力 F_V 计算得出。

$$A = F_V / p_{zul}$$

$$\text{GJL: } p_{zul} \approx 380 \text{ N/mm}^2 \quad (4-185)$$

$$\text{Al: } p_{zul} \approx 160 \text{ N/mm}^2 [\text{F30}]$$

在灰铸铁上与抗拉强度相比，很高的压力强度优点显露出来。由 A 得出翻边外径 D_{Ba} ，如上所述“立式”缸套翻边小，因此对于气缸中心距的结果是有利的。

“悬挂式”缸套的翻边力及力矩

“悬挂式”结构形式的优点是设计的前提条件，即在翻边上仅产生很微小的应力。螺栓的装配力和循环作用的气体力通过相应的力臂会对这一应力造成影响（图 4.5-43）。如果气缸垫内边缘尽可能靠近气缸孔，气体力的力矩变小。这可以利用一个具有较小径向尺寸的挡火环和一个平密封圈或一个圆密封圈在缸孔内边缘结构来实现。由燃烧压力施压的面虽然可以减小，但另一方面这一设计增加了气缸体螺栓传导的弯曲力矩。由此不仅产生不允许的较大气缸变形的危险，而且会造成翻边裂纹。图 4.5-44 中推导出以下杠杆 x_1 和 x_2 ：

$$\text{螺栓预紧力 } F_V: \quad x_1 = b_B - b_{FR} - b_{ZKD}/2 \quad (4-186)$$

$$\text{气体力 } F_{Gas}: \quad x_2 = b_B - b_{FR}/2 \quad (4-187)$$

式中， b_B 是设想的支承力的作用点与气缸孔内边缘的径向距离； b_{ZKD} 通常是气缸垫燃烧室镶边的径向尺寸； b_{FR} 是挡火圈的径向尺寸。这些参数必须在几何形状上是一致的，即： $b_{FR} + b_{ZKD}/2 \leq b_B$ 才有意义。力臂 x_1 和 x_2 的弯曲力矩为：

$$M'_b = F'_V x_1 + F'_{Gas} x_2 \quad (4-188)$$

带有“'”的附加标识表明，涉及相关周围的尺寸。利用实际的假设模型可以估算，作用在翻边上的螺栓预紧力比作用在挡火环内的气体力更具有决定作用，以至于较大的力臂 x_2 比较小的力臂 x_1 更有利。这一事实在个别情况时很容易复验。图 4.5-43 的截面模型对于缸套翻边分析是不足的，实际类似于圆环形，自由平放，

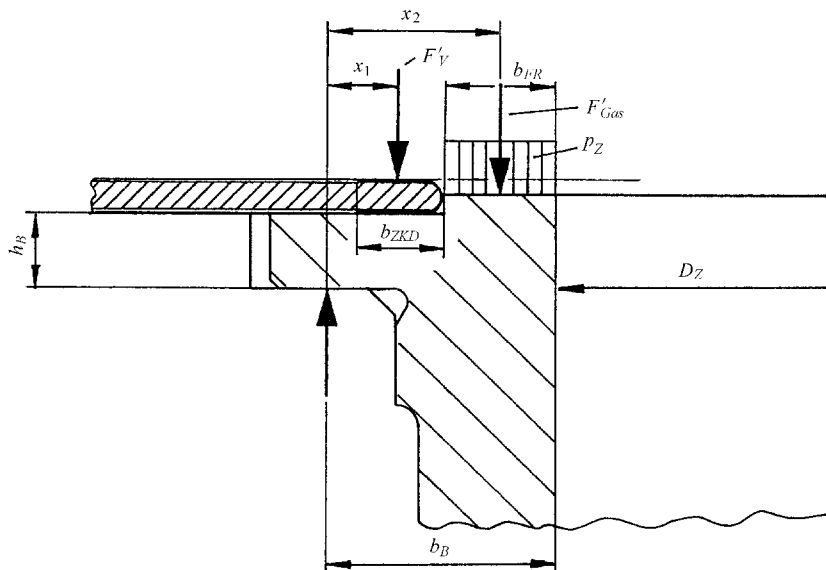


图 4.5-43 “悬挂式”形式的缸套翻边上的负荷比：力、力臂和几何参数

并在内边缘带有一个具有夹紧力矩的夹板。在工作载荷下，在翻边上不仅会出现径向应力，也会出现切向应力，使用“基尔霍夫平板理论”可以进行估算。实际的负荷只能借助于 FEM 计算求得。此外还有用于翻边负荷核算大致估算的计算公式。这一以基础“直方方程”（条弯曲代替板弯曲），可以用于目的及基本的校核。

一个接近于实际比例的简单的代用模型是圆周半径为 r_2 分布的区间负荷，外边缘上半径为 r_1 自由平放的圆片（图 4.5-44）。在最高负荷点上（ $r = r_2$ ）按照 [F40] 相关弯矩 M'_b 、 M'_{rad} 和 M'_t 起作用：

$$M'_b = M'_{rad} = M'_t = \frac{F_v}{8\pi} \left[2(1 + \mu) \ln \frac{r_1}{r_2} + (1 - \mu) \left(1 - \frac{r_2^2}{r_1^2} \right) \right] \quad (4-189)$$

如果 F_v 由 F_{Gas} 取代（见上），代入 $r_1 = D_{Z/2} + b_B = r_1 - x_1$ 以及 $r_2 = r_1 - x_2$ 。 μ 是横向收缩系数。代入翻边高度 h_B 相关应力为：

$$\sigma_{rad} = \frac{6M'_{rad}}{h_B^2} \quad \text{及} \quad \sigma_t = \frac{6M'_t}{h_B^2} \quad (4-190)$$

决定性的比较应力按照形变假说：

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{rad}^2 + \sigma_t^2 - \sigma_{rad}\sigma_t} = \frac{6M'_b}{h_B^2} \quad (4-191)$$

（例如数值： $r_1/r_2 = 1.1$ ， $x_1 = r_1 - r_2$ ， $\mu = 0.3$

a) 基本的“构架”方程：
$$M'_b = F_v x_1 = \frac{F_v x_1}{2\pi r_2} = F_v \frac{0.1}{2\pi} = 0.0159 F_v$$

b) 圆形板

$$M'_b = 0.0147F_V)$$

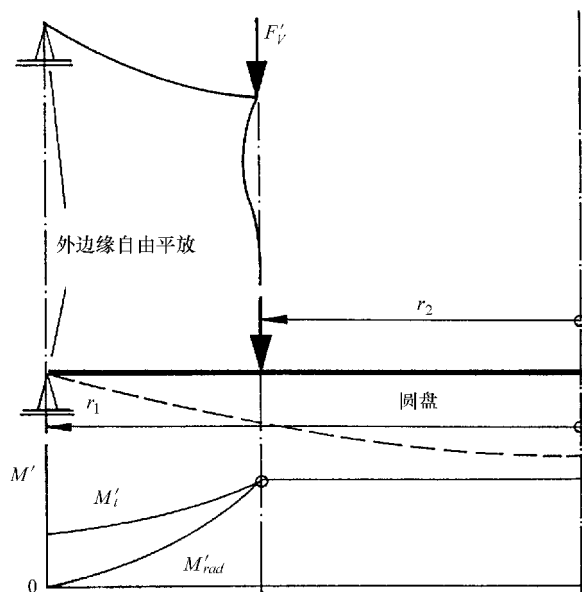


图 4.5-44 “悬挂式”缸套翻边负荷和变形（上）；简单的圆盘代用模型（中）；
带有弯矩 M'_{rad} 和 M'_t 的径向曲线（下）

4.5.5.2 干式气缸套

干式缸套用当今的眼光来看对于乘用车发动机来说是一个维修与应急的方案，在商用车发动机上选用湿式缸套。通常薄壁的缸套仅应在配合状态下与气缸体一起进行加工（镗磨及珩磨）。有一种例外的形式被称之为“Slop-fit”薄壁缸套，在具有滑配合的运行状态在底孔中有很小的过盈。外径也必须很精确，外表面不用加工（ $R_a 0.8\mu\text{m}$, $R_z 6.3\mu\text{m}$ ）。所有这些由于与其相关的成本，不太适用于现代的大批量生产，而大多用于维修保养行业。

缸套与周边之间的界面提供了附加的热过渡区，并由此阻止了热流。太小或太大的预应力与局部变形以及摩擦腐蚀会影响热传导。在无翻边的缸套上会增添燃烧残余物。无翻边缸套需要在气缸体下端有一个轴向支承。没有这一支承定位就会有缺陷。图 4.5-45 显示了铝缸体中的灰铸铁缸套或者与铝缸孔（此处为铝合金材料）以及与灰铸铁气缸（似单体铝及单体灰铸铁气缸体）相比的压入的形式。导热系数由一个未知气缸体的气缸壁上的温度梯度测量在恒定的热流密度时计算^[F41]。如果数值按比例应用，同样证实了以数据为基础的测量^[F42]，如果考虑到这一点的话，已知铝合金材料鉴于其热传导能力应略低于基础合金。但是铝气缸体灰铸铁缸套的缺陷总是有目共睹的。如同测量结果显示的，工艺上对带有缸套的气缸体热传导的影响也是不能忽视的。

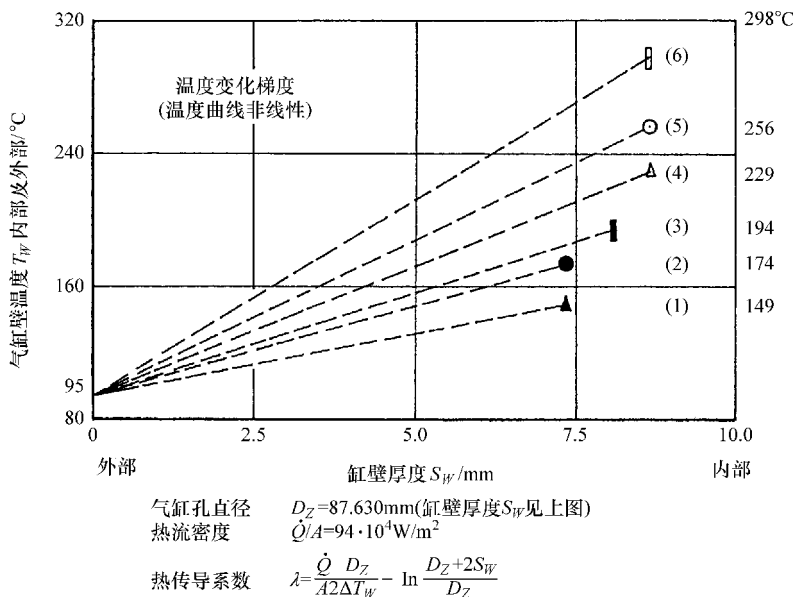


图 4.5-45 带与不带灰铸铁缸套的铝气缸体缸壁上的温度梯度的对比；
恒定热流密度时的测量结果^[F41] 以及由此计算的等价热传导系数 λ

序号	形式	λ (W/mK)
(1)	铝合金材料（全铝气缸）	118
(2)	借助于挤压铸造方法浇铸在铝缸体中的灰铸铁缸套（压铸）	81
(3)	砂型铸造，压入到铝缸体中的灰铸铁缸套	70
(4)	半金属型铸造，浇铸在铝缸体中的灰铸铁缸套	55
(5)	砂型铸造，浇铸在铝缸体中的灰铸铁缸套	46
(6)	灰铸铁气缸体	37

一个与所举例的问题相关联的有意思的解决方案是用润滑油冷却的缸套方案^[F43]。由主油道将润滑油压入到缸套与底孔之间，由那里再返回到油底壳中。

4.5.5.2.1 装配应力

用于套装或压装的缸套及其气缸体的周边，在内外压力下可简单地适用“多层壁厚套筒”的规律（例如：[F44, F45]）。使用以下缩写：

$$\eta_a = d_a/d_1, \eta_i = d_1/d_i, \eta = d_a/d_i$$

其中

气缸孔直径	$d_i = 2r_i = D_Z$
气缸套外径	$d_1 = 2r_1 = D_Z + 2s_2$
气缸体上圆周外径	$d_a = 2r_a = D_Z + 2s_1 + 2s_2$

气缸套厚度 s_2

气缸体上圆周厚度 s_1

由重叠 Δd (见章节 4.5.5.2.2) 得出压力 p 。用其与上面定义的缩写可以计算取决于径向坐标 r 的径向及切向应力, 以及总是在内边缘上出现最大数值的比较应力。装配应力用系数“ I ”附加标识, 见表 4.5-5。其径向曲线在图 4.5-46 中进行描述。

表 4.5-5 装配应力的计算

应力	缸套 (“外压”) ($r_i \leq r \leq r_1$)	缸套 (“内压”) ($r_1 \leq r \leq r_a$)
σ_{r1} 径向	$-p\eta_i^2 \frac{1-r_i^2/r^2}{\eta_i^2-1}$ (4-192)	$-p \frac{r_a^2/r^2-1}{\eta_a^2-1}$ (4-193)
σ_{t1} 切向	$-p\eta_i^2 \frac{1+r_i^2/r^2}{\eta_i^2-1}$ (4-194)	$p \frac{r_a^2/r^2+1}{\eta_a^2-1}$ (4-195)
$\sigma_{r1}^{①}$	$-2p \frac{\eta_i^2}{\eta_i^2-1} \quad (r=r_i) \quad (4-196)$	$2p \frac{\eta_a^2}{\eta_a^2-1} \quad (r=r_1) \quad (4-197)$

① 切应力假说: $\sigma_v = \sigma_i - \sigma_r$ 。

比较应力应与所应用材料允许的强度值进行对比。因为气缸套非常薄, 因此缸套中的比较应力通常至少应是周边气缸体材料比较应力的两倍。因此核算应首先集中在缸套上。

4.5.5.2.2 压应力

在环境条件下缸套外径与气缸体的底孔过盈, 以便在装配状态下保证所期望的固定的配合。用于确定最小压应力给出以下不同的准则:

- 不同的热膨胀系数仍保证可靠的配合
- 在极端的公差情况下可靠的配合
- 在装配状态下, 镗削加工及珩磨时在切向力作用下仍保证可靠的配合

此外, 在孔中应保持最大的压力, 这通过许用应力限制。应力超出是由以下情况造成的:

- 在工作中由于不同的热膨胀系数造成附加的热应力
- 直径公差超标

薄壁缸套会向内部凸起并断裂。

套装是在“外压” p 下缸套直径缩小 Δd_B 和在相同大的“内压” p 下直径扩大 Δd_U 具有相同意义。总和 $\Delta d = |\Delta d_B| + |\Delta d_U|$ 是重叠或套装尺寸, 除了在章节 4.5.5.2.1 中确定的当时的弹性模量 E_1 和 E_2 的几何参数, 取决于所属的横向收缩系数 μ_1 和 μ_2 以及接缝直径 d_1 [F44]:

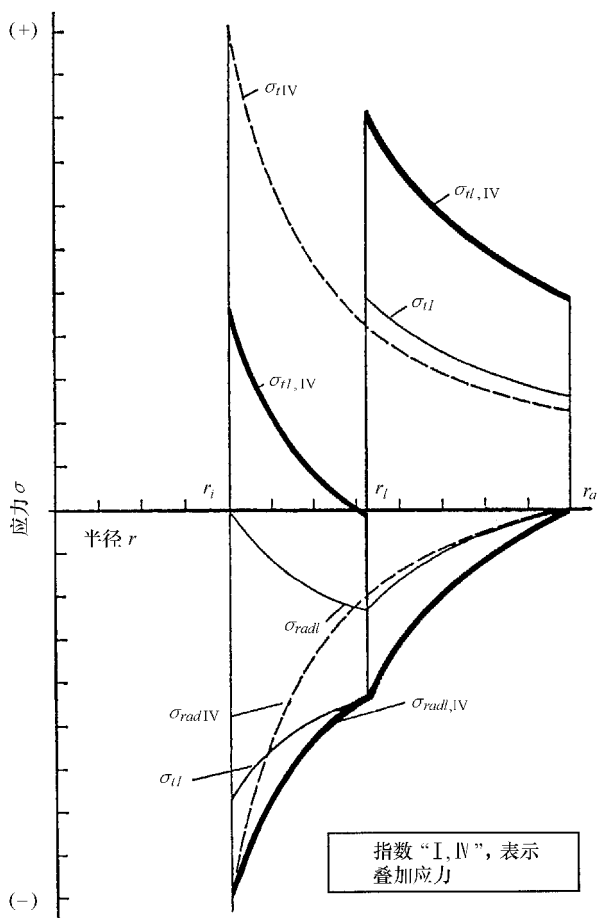


图 4.5-46 套装应力的原理径向曲线 (指数 “I”), 通过缸套中和气缸体周边的内压力 (爆发压力) 产生的应力 (指数 “IV”) 和叠加的应力 (指数 “I, IV”);
此描述仅适用于套装的缸套和气缸体周边为相同的材料

$$\Delta d = d_1 p \left(\frac{\frac{\eta_a^2 + 1}{\eta_a^2 - 1} + \mu_1}{E_1} + \frac{\frac{\eta_i^2 + 1}{\eta_i^2 - 1} - \mu_2}{E_2} \right) \quad (4-198)$$

或者

$$\Delta d = d_1 p \frac{\frac{\eta_a^2 + 1}{\eta_a^2 - 1} + \frac{\eta_i^2 + 1}{\eta_i^2 - 1}}{E} \quad (4-199)$$

对于 $E_1 = E_2 = E$ 和 $\mu_1 = \mu_2$

表 4.5-6 汇总了几个与相应的过盈值可能的组合, 它们仅为基准值并必须要在应用时复验。由经验假设的温度差 $\Delta T = 180\text{K}$ 在气缸上部范围可能很容易超过。在实

践中，在缸套上下边缘压力下降很大。缸套中心最大值明显超出计算的压力。

表 4.5-6 缸套和气缸体的材料组合

(基孔 $D_Z = 100\text{mm}$ ，薄壁缸套 $s_2 = 2.0\text{mm}$ 以及缸体圆周壁厚 $s_1 = 8\text{mm}$)

情况	气缸套材料	气缸体材料	在室温条件下的过盈量 $\Delta d/\text{mm}$ ($\Delta T = 180\text{K}$)
a	Al	Al	0.050 ~ 0.080
b	GJL	GJL	0.035 ~ 0.065
c	GJL	Al	0.230 ~ 0.260
d	Al	GJL	0.045 ~ 0.075 ^①

① 由于至最大 -40°C ，相对大的过盈值在工作热状态产生可能很高的应力（如果要求至最大 -40°C 的定位，适用： $\Delta d = 0.1 \sim 0.13\text{mm}$ ）

用于情况 (a) 和 (b)

当应用一致的及非常近似的材料时 (E, a)，不应考虑温度影响。

用于情况 (c)

气缸体周边（底孔）在工作温度下比缸套具有更大的膨胀。在最大的温度下必须保证最小压力。这意味着在冷状态下要有相当大的压力（装配时的温度差）。应注意，很低的温度时，在气缸体铝铸件上不产生特殊的应力，特别是在缸孔之间小的间距上。

为此在灰铸铁缸套中出现的压应力不用特别地进行评价，除了关键的凸起变形应力以外，因为灰铸铁的抗压强度大约是抗拉强度的三倍。还有一种推荐方法，压入灰铸铁缸套，在热状态压力损失时借助于一种冷焊工艺改进拉紧状态。

用于情况 (d)

这种情况很少（仅有铝摩擦面的试验）并由 (c) 复原。在工作温度下应用缸套的温度计算，如果用过盈量相对应准的话，缸套也可以在很低的温度时定位。

装配之前应将干缸套冷却 (CO_2 干冰和液态氮应用广泛^[N2])。同时气缸体在回火温度范围以下的温度中加热 ($< 180^\circ\text{C}$)（超出这一温度可能会出现结晶增长引起热变形）。

4.5.5.2.3 热应力

由不同热膨胀系数产生的热应力

如果不阻止的话，接缝直径 d_1 会造成以下热膨胀：

$$\Delta d_B = d_1 \alpha_2 \Delta T (\text{气缸套}) \quad (4-200)$$

$$\Delta d_U = d_1 \alpha_1 \Delta T (\text{气缸体周围}) \quad (4-201)$$

α_1 以及 α_2 为当时的热膨胀系数， ΔT 为工作中相对于环境温度的温度差。装配按照设定的力平衡，允许共同的热膨胀 Δd 。由于阻止的或强制的膨胀产生了热应力。圆周方向切向分力：

$$|\varepsilon_{tB}| = \left| \frac{\Delta d - \Delta d_B}{d_1} \right| = \left| \frac{\Delta d}{d_1} - \alpha_2 \Delta T \right| \quad (\text{气缸套}) \quad (4-202)$$

$$|\varepsilon_{tU}| = \left| \frac{\Delta d - \Delta d_U}{d_1} \right| = \left| \frac{\Delta d}{d_1} - \alpha_1 \Delta T \right| \quad (\text{气缸体周围}) \quad (4-203)$$

胡克定律描述了二轴应力状态的应力与膨胀之间的关联：

$$\varepsilon_t = \frac{\sigma_t - \mu \sigma_{rad}}{E} \quad (4-204)$$

在接缝上适用以下边界条件，气缸体和缸套端的径向应力 σ_{rad} (r_1) 必须同样大。利用上面的公式 (4-202) ~ 公式 (4-204) 和章节 4.5.5.2.1 中应力 σ_{rad} 和 σ_t 的公式可以计算由于温度作用产生的压力变化 Δp 。正的 Δp 在加热时提高压力 (气缸套的热膨胀系数 $\alpha_2 >$ 气缸体周围的热膨胀系数 α_1)。在负的 Δp 时，具有相反的关系。当温度低于环境温度时，温度差 ΔT 为负的。相应的其关系重新转变。用于 Δp 可以使用以下关系：

$$\Delta p = \frac{E_1 E_2 (\alpha_2 - \alpha_1) \Delta T}{E_1 \left(\frac{\eta_i^2 + 1}{\eta_i^2 - 1} - \mu_2 \right) + E_2 \left(\frac{\eta_a^2 + 1}{\eta_a^2 - 1} + \mu_1 \right)} \quad (4-205)$$

(指示“2”以及“i”关系到气缸套。指示“1”以及“ α ”关系到气缸周边。)

代入 Δp 可以计算气缸套及气缸体底孔应力的校正值 σ_{radII} 和 σ_{iII} [见章节 4.5.5.2.1 中的公式 (4-192) 和公式 (4-193)]。

代入方程

$$\Delta d = d_1 \bar{\alpha} \Delta T \quad (4-206)$$

和用 Δp 推导出的公式 (4-205) 以及由公式 (4-204) 推导出的方程

$$\Delta d = d_1 \alpha_2 \Delta T - \frac{\Delta p d_1}{E_2} \left(\frac{\eta_i^2 + 1}{\eta_i^2 - 1} - \mu_2 \right) \quad (4-207)$$

可以确定对于活塞间隙起决定性作用的组合体共同的热膨胀系数 $\bar{\alpha}$ ：

$$\bar{\alpha} = \alpha_2 - \frac{\alpha_2 - \alpha_1}{1 + C} \quad (4-208)$$

代入

$$C = \frac{E_2 \left(\frac{\eta_a^2 + 1}{\eta_a^2 - 1} + \mu_1 \right)}{E_1 \left(\frac{\eta_i^2 + 1}{\eta_i^2 - 1} - \mu_2 \right)} \quad (4-209)$$

由于温度梯度造成的热应力

气缸壁上温度差 ΔT 产生热应力。通过气缸壁径向坐标 r 在每个长度单位导热系数 λ 按时间传递的热量 $\dot{Q}/l$ 使用以下法则：

$$\dot{Q}/l = \lambda 2\pi r \frac{dT}{dr}$$

以及按照积分

$$\dot{Q}/l = \lambda 2\pi \frac{\Delta T}{\ln \frac{r_a}{r_i}} \quad (4-210)$$

随后是缸壁温度局部曲线（微分）

$$\Delta T(r) = \Delta T \frac{\ln \frac{r_a}{r}}{\ln \frac{r_a}{r_i}} \quad (4-211)$$

为此可以确定用于热应力计算项 $T^*(r)$ [F45]：

$$T^*(r) = \frac{1}{r^2} \int_{r_i}^r \Delta T(r) r dr = \frac{\Delta T}{2 \ln \frac{r_a}{r_i}} \left(\ln \frac{r_a}{r} - \frac{r_i^2}{r^2} \ln \frac{r_a}{r_i} + \frac{r^2 - r_i^2}{2r^2} \right) \quad (4-212)$$

径向及切向热应力为普遍的形式，并适用上面给出的温度曲线[F45]：

$$\sigma_{rad\text{III}} = \frac{E\alpha}{1-\mu} \left[\frac{r^2 - r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(\frac{r_a}{r} \right)^2 T^*(r_a) - T^*(r) \right] \quad (4-213)$$

$$\sigma_{t\text{III}} = \frac{E\alpha}{1-\mu} \left[\frac{r^2 + r_i^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(\frac{r_a}{r} \right)^2 T^*(r_a) + T^*(r) - \Delta T(r) \right] \quad (4-214)$$

或者

$$\sigma_{rad\text{III}} = \frac{E\alpha\Delta T}{2(1-\mu)} \left[\frac{r_a^2 - r^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(\frac{r_i}{r} \right)^2 - \frac{\ln \frac{r_a}{r}}{\ln \frac{r_a}{r_i}} \right] \quad (4-215)$$

$$\sigma_{t\text{III}} = \frac{-E\alpha\Delta T}{2(1-\mu)} \left[\frac{r_a^2 + r^2}{r_a^2 - r_i^2} \left(\frac{r_i}{r} \right)^2 + \frac{\ln \frac{r_a}{r} - 1}{\ln \frac{r_a}{r_i}} \right] \quad (4-216)$$

式中， E 、 α 和 μ 为已知的材料特性值； r_i 和 r_a 为气缸壁的内、外半径以及在具有缸套的结构时为缸套和气缸体底孔壁厚的半径 [公式 (4-215) 和 (4-216) 分别用于这两个范围]。气缸壁上的热应力在图 4.5-47（见彩插）中举例进行了描述。

4.5.5.2.4 爆发压力下的工作应力

至今所提及的应力 $\sigma_{rad\text{I}}$ 至 $\sigma_{rad\text{III}}$ 和 $\sigma_{r\text{I}}$ 至 $\sigma_{r\text{III}}$ 都为静态的。在爆发压力下气缸承受动态负荷。由活塞分力产生的动态负荷未在此考虑。如果缸套和气缸体的材料一致的话，在内压力下产生的应力不在气缸套和气缸体底孔之间进行区分（半径 r_1 的接缝不起作用）。如章节 4.5.5.2.1 中的图 4.5-46 所示，压装时，在应力很大

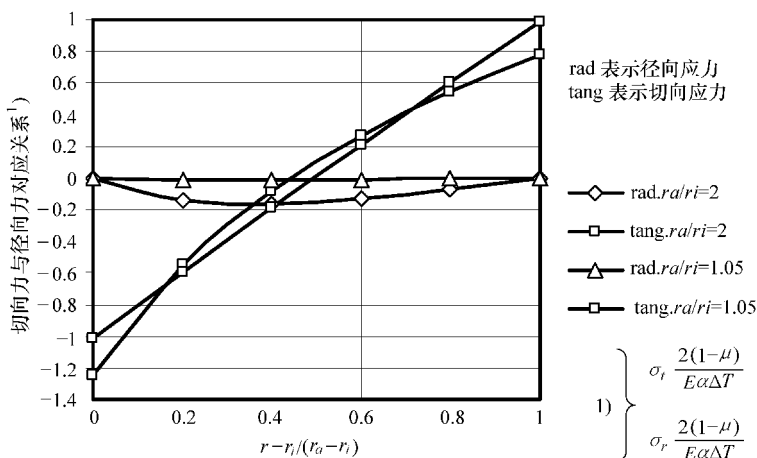


图 4.5-47 由温度梯度 ΔT 在气缸壁上产生的热应力曲线

的内边缘上的内压力应设定的比没有预应力更有利的负荷比例关系。在 $r_i \leq r \leq r_a$ 和 $\eta = r_a/r_i$ 时，动态径向及切向应力为

$$\sigma_{radIV} = -p_Z \frac{\frac{r_a^2}{r^2} - 1}{\eta^2 - 1} \quad (4-217)$$

$$\sigma_{tIV} = p_Z \frac{\frac{r_a^2}{r^2} + 1}{\eta^2 - 1} \quad (4-218)$$

如果材料不一致的话，在接缝处适用以下边界条件：

$$\sigma_{radB}(r_1) = \sigma_{radU}(r_1) = -p \quad (4-219)$$

或者

$$\varepsilon_{tB}(r_1) = \varepsilon_{tU}(r_1) \quad (4-220)$$

附加指数“B”和“U”在章节 4.5.5.2.3 中选择——见公式 (4-202) 和公式 (4-203)。应力与延伸率之间的关系在前面章节中提及的公式 (4-202) 中为已知：

$$\varepsilon_{tB}(r_1) = (\varepsilon_{t2}(r_1)) = \frac{\sigma_{t2}(r_1) - \mu_2 \sigma_{rad2}(r_1)}{E_2} \quad (\text{气缸套}) \quad (4-221)$$

$$\varepsilon_{tU}(r_1) = (\varepsilon_{t1}(r_1)) = \frac{\sigma_{t1}(r_1) - \mu_1 \sigma_{rad1}(r_1)}{E_1} \quad (\text{气缸体周围}) \quad (4-222)$$

如同章节 4.5.5.2.3 一样，此处的指数“B”和“2”以及“U”和“1”具有相同的意义。按照通常的惯例，用 r_1 标识接缝半径的指数“1”与后者不能混淆。在用爆发压力施加负荷时，缸套处于内压 p_Z 和外侧的外压力 p 之下。缸套壁上由内外压力产生应力叠加。借助于章节 4.5.5.2.1 中的公式 (4-194) 和 (4-195)，在外边缘起作用的切向应力可以用不详细确定的外压力 p 说明。类似情况也适用于气缸体周边的底孔，由于外压力仅处于“内压力”之下。相关的径向应力由边界

条件——公式 (4-219) 给出。由此求得的切向及径向应力可以用于公式 (4-221) 和 (4-222) 之中。根据其他的边界条件——公式 (4-220) ——可以与公式 (4-221) 和 (4-222) 同等对待。最后可以按照未知的外压力 p 求解：

$$p = \frac{2p_z}{C(\eta_i^2 - 1)} \quad (4-223)$$

其中

$$C = \frac{E_2}{E_1} \left(\frac{\eta_a^2 + 1}{\eta_a^2 - 1} + \mu_1 \right) + \left(\frac{\eta_i^2 + 1}{\eta_i^2 - 1} \right) - \mu_2$$

应用公式 (4-192) ~ (4-195) 及考虑到在缸套一侧内外压力负荷的叠加，可以确定取决于径向坐标 r 的应力曲线。因为利用外压力 p 的求解，其他计算过程都是微不足道的，这一说明已足够。

带有指数“Ⅰ”至“Ⅳ”的应力应叠加，同时应区分最大应力 σ_o 和最小应力 σ_u ：

$$\sigma_o = \sigma_I + \sigma_{II} + \sigma_{III} + \sigma_{IV} \quad \text{或者} \quad \sigma_u = \sigma_I + \sigma_{II} + \sigma_{III} \quad (4-224)$$

其中

$$\sigma = \sigma_{rad,t}$$

由此应计算径向及切向应力的平均应力及应力振幅（类似于章节 4.4.2.4, F）。相对平均应力及应力幅按照剪应力假说得出：

$$\sigma_{vm} = \sigma_{tm} - \sigma_{radm} \quad \text{或者} \quad \sigma_{va} = \pm |\sigma_{ta} - \sigma_{rada}| \quad (\text{注意符号}) \quad (4-225)$$

4.5.6 气缸表面磨损

关于气缸表面技术，在章节 4.5.1.3 中已经强调了材料特性的意义，应尽量实现的对耐磨表面的处理。气缸孔即使在有利的前提下，由于与滑动的活塞环和活塞的接触也会受到摩擦磨损。此外还会出现腐蚀性磨损。燃油和润滑油都含有例如硫之类的物质，以至于当超出露点时，不能排除在气缸中形成具有侵蚀性的介质（在这种情况下产生硫酸）。

活塞裙部在气缸工作面上滑动，当连杆处于倾斜位置时，在活塞上作用的燃烧压力与取决于转速的旋转的惯性力会作用在其上。与此相联系的气缸工作面的磨损很微小。引人注意的磨损原因大多是气缸变形或者气缸局部收缩。通常以表面光亮的形式用肉眼就可以识别。经常出现的划痕是由异物造成的（污物、芯砂、喷丸等），或者由有缺陷的活塞环造成。在这一装配组合中还应包括火力岸的头部。不依赖于此的还有通过活塞二级运动造成的特性，这一特性在一定的工况时（负荷/转速）可以出现，会在气缸工作面上产生痕迹。它经常处于背压力侧。

其他令人不愉快的造成气缸磨损的还有活塞环。在上下止点时滑动速度降到零。这意味着短时间内活塞环（以及活塞裙部）的液力润滑条件消失。由此产生的混合摩擦状态造成局部磨损。特别是对于第一环（“顶环”）这一瞬时的状态是不利的。点火上止点时很高的燃烧压力作用于环背并压紧第一环，通过活塞环径向

力，对气缸壁造成压力。按照这一方式在气缸上止点处产生所谓的“楔形磨损”（图 4.5-48）。

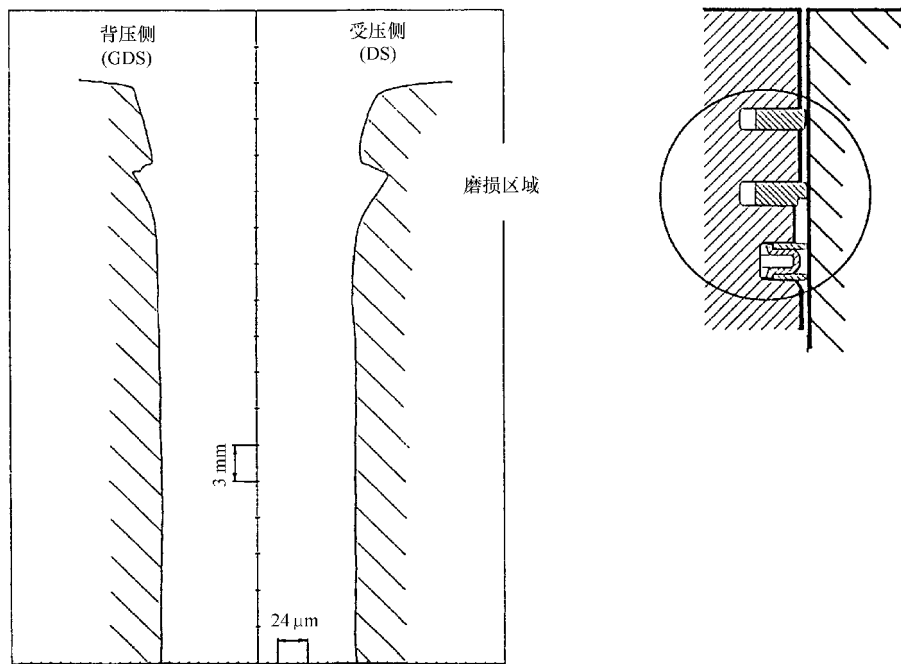


图 4.5-48 气缸活塞环上止点处楔形磨损形成的示例

由此可以理解，特别是柴油发动机会出现很强的楔形磨损。柴油发动机中爆发压力大致来说应是汽油发动机的两倍。

楔形磨损是为什么至今有一些乘用车柴油发动机还不能使用量产铝气缸的原因。当然已有大量汽油发动机的经验证明，铝气缸工作面的楔形磨损应另外进行评价。事实上具有楔形磨损的铝气缸工作面还是可以非常好地工作，但在灰铸铁发动机上可能已经导致工作损伤。这也与在质量上不同的楔形形成有关联。因此最大允许的楔形磨损没有确定的限值。在灰铸铁气缸工作面的乘用车发动机上 $10 \sim 20 \mu\text{m}$ 已经达到功能极限（例如机油耗），铝气缸工作面的发动机尽管达到类似的磨损值，但是通常可以继续工作。在运行时间结束时测量的楔形磨损值可至 $50 \mu\text{m}$ 。

4.6 气缸盖

4.6.1 气缸盖功能与结构

从结构设计的角度看，气缸盖是最复杂的发动机部件。它作为机体组的一个部件形成燃烧室上部。燃烧室、燃烧策略以及（气门控制发动机）进排气道的结构（气道形状、截面和截面曲线走向）对燃烧效率具有决定性的影响。根据 [G1]

在下面列举了对装配完成的气缸盖总成功能最重要的要求：

- 低阻力、高效率换气
- 紧凑、高效的燃烧室
- 低噪声及承载气门驱动机构
- 较低的重量
- 低廉的制造成本
- 易保养性

制造成本低廉的前提是结构简单。在示例中未提及特殊的材料要求（见章节4.6.3）。气缸盖形式分为单体式和整体式。整体式气缸盖通常仅限用于小型气缸盖，典型应用如乘用车发动机。铸件相对复杂，水套（冷却液流通区域）成本高。在较大的商用车发动机上，气缸盖多使用单体式，同时还可以对气缸盖进行通用化设计（模块化），从技术和经济上看是合适的解决方案。但也有商用车制造商对此存有异议（如美国）。

如上所述，气缸盖复杂的功能在其结构上可以描述为：

- 在气缸盖底板的下侧（底面）具有半球形燃烧室，燃烧室是汽油发动机气缸盖重要的组成部分。缸盖底面燃烧室以外的其余表面（在柴油发动机上大多为整个表面）构成气缸垫的接触面。

- 缸盖内具有从侧面法兰面通向燃烧室的进、排气道。在直喷柴油发动机上进气道为了产生涡流应特殊设计。在燃烧室区域压入气门座（热缩工艺），在直喷柴油发动机上气门座形状可以直接“车削”加工。排气侧与排气歧管可靠的螺栓连接尤为重要，要求能承受很高的温度和温度梯度（热膨胀）。

- 在进气道中可以安装用于改变缸内气流（即混合气形成）的控制阀（切断气道），产生涡流和滚流。

- 在水冷发动机上围绕着燃烧室（以上或以外）布置有复杂的冷却液流通水套，按最佳的冷却进行设计。水套应环绕气道、火花塞套、汽油直喷发动机或柴油直喷发动机的喷油器以及IDI柴油发动机的预燃室及涡流室和气缸盖螺栓孔。通过冷却液及压力油道的区域要求相互及向内外密封。在由铸造及加工工艺决定的向外无接头的开口区域，需要通过旋入或压紧的封堵或堵盖密封保证功能。

- 水套具有用于暖风热交换器的旁通分配装置。可以在气缸盖或气缸体中安装节温器（内循环），节省空间。

- 在气门座以上的气道内具有通过气门导管穿过气道的气门杆。与柴油直喷发动机相反，汽油发动机气门杆与垂直方向具有一定的角度。气门导管应铸有足够的“导向”长度。

- 油腔延伸到水套中隔板的上方。水套砂芯要求在处于上面的油腔处留有出砂孔，以后再封盖上。

- 油腔中含有气门控制机构。气缸盖上侧的设计取决于气门驱动方案，当然或

多或少有所不同。对于顶置凸轮轴布置，首先要考虑到应具有同样稳定的支承，然后再考虑液压挺柱的布置、润滑、可选的气门摇臂和挺柱的支承，包括液压气门间隙调节器等不同的设计要求。

—气缸盖通过供油道与主油道相连。润滑油的供应连接在一个纵向布置的分配油道上，可以供给凸轮轴轴承润滑油。通常凸轮轴具有 $n = z + 1$ 个轴承点（此处 z 为气缸盖的气缸数）。液压挺柱及其导套以及摇臂、挺柱的液压气门间隙调节器必须由分配油道供应润滑油。

—气缸盖回油道与气缸体连接，同样具有曲轴箱通风作用，如采用内部通道的话，在气缸盖中也应有相应的结构。通风接口在油气分离器上，通常是安装在气缸盖罩盖里。由那里返回到进气过程。

—为了达到废气后处理（一般情况下后燃烧）要求，还可以在气缸盖中设置二次空气气道，它通过外部二次空气泵在废气中混合新鲜空气。

—气缸盖结构需要具有很好的刚性，仅允许在装配时施加的螺栓力下产生极微小的变形。同时底板需要平整并通过气缸垫保证与气缸体可靠的密封。螺栓孔处必须具有足够刚性并能够承受很高的螺栓力，必须采用合适的连接方式与结构，以便使对部件变形的影响降到最小。处于气缸中间高处的凸轮轴轴承将侧壁与火花塞以及喷油器座连接在一起构成气缸盖上部的刚性结构。如果需要的话可以与缸盖螺栓孔部分相连接。采用横向水流冷却时，横向的贯通壁也可以实现附加的加强。

—考虑到可靠的螺栓连接，螺栓头下的面压不允许超出材料的许用值（铝合金）。轴向力的作用点必须尽可能处于螺栓头附近（见章节 4.5.4.3）。对于两个顶置凸轮轴（也标识为“DOHC”），凸轮轴装配后，很难实现气缸盖螺栓的装配性。

—耐热、耐热冲击及在汽油发动机上足够抗爆燃对材料的选取具有特别意义。

以下还将详细介绍基础方案、气门驱动系统、配气机构、混合气形成以及可选的排气后处理等因素构成的气缸盖的设计形式。在图 4.6-1 中以气门驱动机构的影响为例，对乘用车四气门汽油发动机的两种常用结构形式进行比较：左为采用液压挺柱设计的气缸盖，右为越来越多使用的滚轮摇臂气门驱动机构的气缸盖，两个均为整体式气缸盖。

除了前面已经提及的大致区别外，进一步的决策因素在于结构形式。因此需要在此说明以下设计概念：

- 对侧布置气缸盖
- 整体及单体式气缸盖
- 多气门气缸盖
- 旋转装配（V 形发动机）气缸盖

对侧布置气缸盖，即进、排气道不像以前通常的情况处于相同的一侧，因此避免了进、排气歧管直接相邻的缺点。

气缸盖不必浇铸成一体，可以由不同的部分组成，由此得出分体结构。铸造相

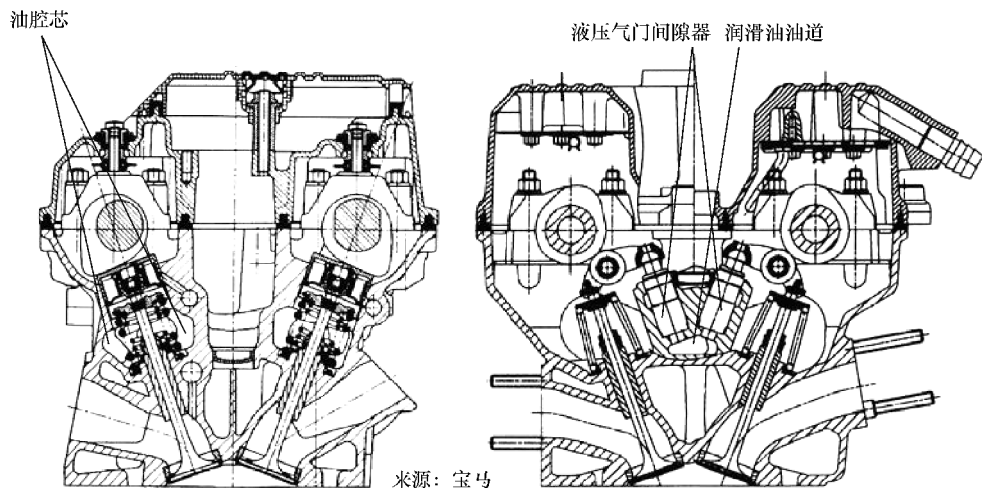


图 4.6-1 整体式四气门乘用车汽油发动机气缸盖横截面：液压挺柱气门驱动机构（左）；滚子摇臂气门驱动机构（右）^[G2]

对简化，增加的加工和密封提高了成本。考虑到减少零件可以将气缸盖罩盖与凸轮轴轴承结合在一起，在内侧集成轴承盖。如果气缸盖罩盖不算作传导力的结构部件，则建议进行声学处理。在这种结构件上需要采取结构加强措施（钢板上要翻边，轻金属铸造要有加强筋和凸起）。组合式气缸盖具有以下构造：

- 由铝砂型浇铸或金属型铸造的带有燃烧室、水套及气道的本体（乘用车发动机）
- 铝压铸的凸轮轴框架下体，集成具有润滑油供应的液压挺柱导套及凸轮轴轴承座
- 铝压铸的凸轮轴框架上体或单个的凸轮轴轴承盖
- 气缸盖罩盖

图 4.6-2 及 4.6-3 显示了相关的细节。第一个图显示两个在气缸盖中分开装配的带有集成液压挺柱导套的凸轮轴框架^[G3]。后一图的气缸盖示例显示了前面提及的分体结构。除了图上显示的凸轮轴框架^[G4]由成本低廉的铝压铸大批量生产外，还存在选择，高热负荷下在需要时可以由高耐热铝合金制造具有燃烧室的气缸盖本体。

多气门缸盖大多为进、排气门各两个的四气门缸盖。结构上显示出一定的对称性。内部结构与两气门缸盖相比更加细致。在图 4.6-4 中显而易见。考虑到两个采用液压挺柱的整体式结构示例中必须浇铸液压挺柱导套。采用金属型铸造，油腔不能直接由金属成形，需要使用油腔砂芯。油腔中央位置的火花塞凸台由铸造成形。以上提及的旋转气缸盖由于成本的原因，主要用在 V 形发动机上，严格权衡成本。

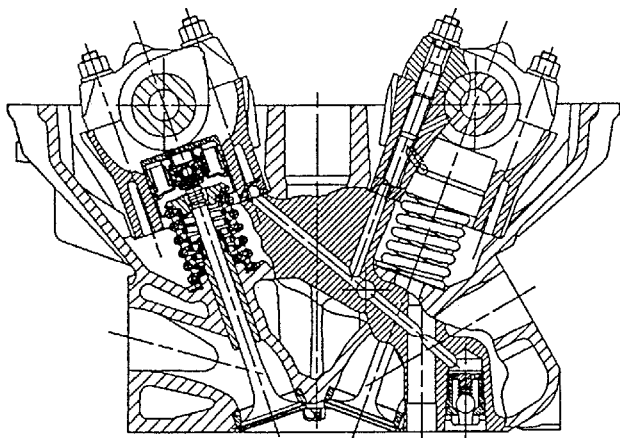


图 4.6-2 宝马四气门液压挺柱结构气缸盖截面（汽油机）；集成液压挺柱导套的分体式独立凸轮轴框架，回油闭锁的供油道，降低气门起动噪声及加强液压气门间隙调节器补偿。该结构形式避免了油腔砂芯^[63]的复杂性

如果在设计可以实现的前提下，通过旋转，即缸盖在密封面平面旋转 180° ，使相同的气缸盖原则上可以在两个气缸组上应用（旋转是必要的，因为进气门总是处于 V 形内侧，排气门总是处于 V 形外侧）。应注意以下几点：

- 未说明气缸盖上浇铸的链轮室
- 在旋转气缸盖（后侧）上也应考虑凸轮轴驱动。凸轮轴齿轮装配时应注意气缸组的偏移
- 如果使用一致的装配零件（铸件加工特征无差异），在旋转气缸盖上润滑油供应应对角布置
- 旋转气缸盖由于采用以上提及的折中方案，质量较大。

气缸盖静态要承受缸盖螺栓的预应力及零件热负荷。动态负荷来自于高周爆发压力（HCF, high cycle fatigue）及附件的惯性作用。热应力对气缸盖具有特殊的意义。强制的热传导不仅仅意味着很高的热负荷，而且会产生很高的温度梯度以及由此造成的很大的热应力。由于几毫米的厚度，温度由燃烧室表面的 $280 \sim 320^\circ\text{C}$ 下降到冷却液侧的 $100 \sim 120^\circ\text{C}$ 。所提及的数值适用于铝气缸盖。

4.6.2 气缸盖热负荷

除活塞以外，气缸盖由于承受很高的热负荷，是限制发动机功率的主要部件。这特别符合当今通常的废气涡轮增压的柴油直喷发动机。但是不断增长的具有同样高爆发压力及很高热传导的增压汽油发动机的缸盖同样也面临巨大的挑战。在气缸盖设计时提出了这样的目标，不论是循环叠加的机械应力以及热应力（涉及最大部件温度），应限制在允许的数值上。应使用具有足够热力强度、机械强度的缸盖材料。只有这样才能达到所要求的结构强度及寿命要求。在此，首先是在前面章

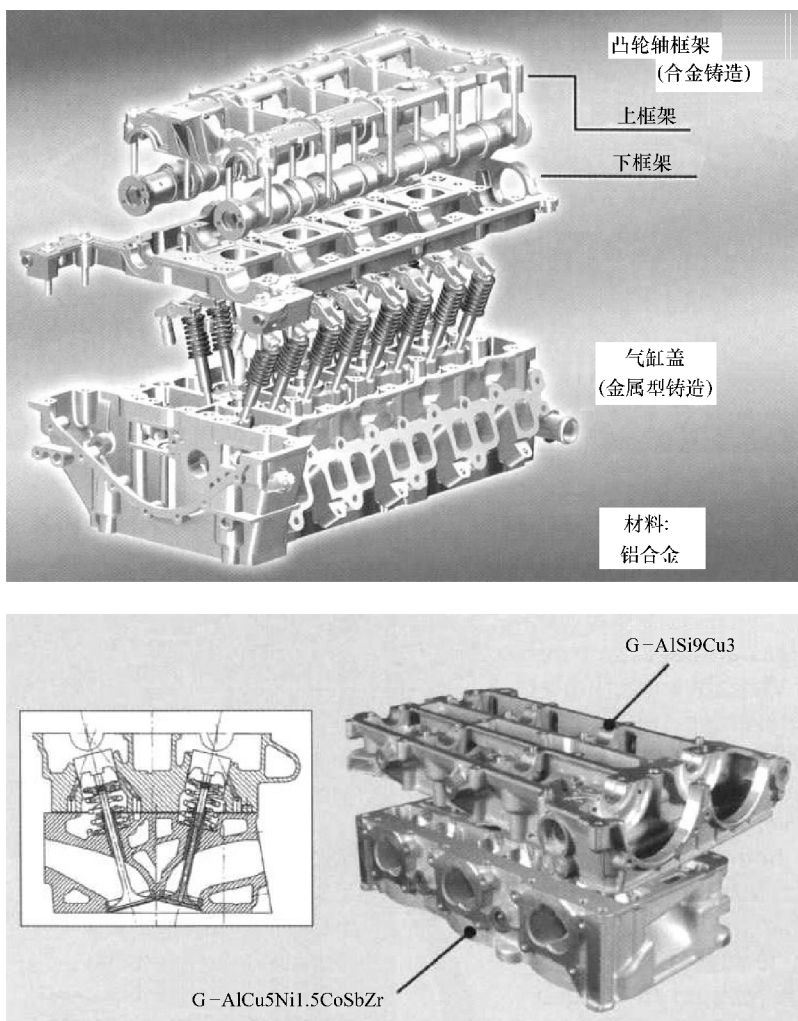


图 4.6-3 分体结构的乘用车汽油发动机气缸盖；由于成本原因凸轮轴框架采用铝压铸形式（上，戴姆勒）^[G4]；高热负荷气缸盖本体选用耐高热的铝铜特种合金（下，保时捷）^[G5]

节中已经提及的所谓材料“TMF/LCF 特性”具有重大的意义。由于急剧提升的爆发压力，不仅仅在柴油直喷发动机上，高频率的动态负荷（材料的“HCF”特性）越来越成为着眼点。

缸盖承受的热量及由此产生的热负荷取决于燃烧室中能量转换及燃烧室侧的热传导。以下段落将阐述热传导的机理。

气缸盖温度对发动机功能也带来影响。例如降低缸盖温度对汽油发动机的爆燃特性具有特别积极的影响。在缸盖中保持越低的温度，就可以用较大的全负荷点火角进行实际运行。因此部件温度对油耗及排放特性具有直接的影响。

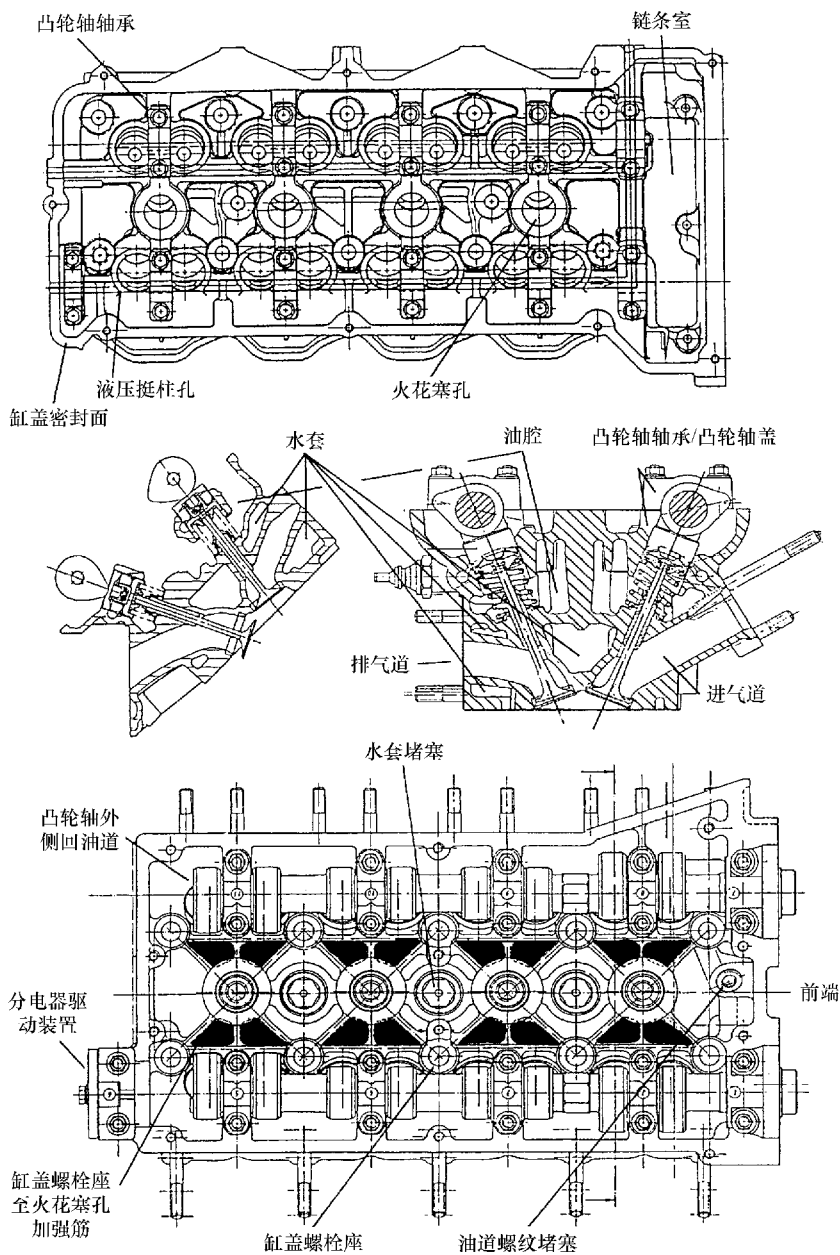


图 4.6-4 四气门汽油发动机气缸盖俯视图；上：V8 发动机一个气缸组的气缸盖^[66]；下：四缸直列发动机用气缸盖^[67]；都是液压挺柱结构形式

4.6.2.1 燃气换热过程

4.6.2.1.1 传热途径

缸盖构成燃烧室的实际组成部分。不仅仅用于过程计算，而且对于部件强度计算、温度场分布、燃烧室壁上的燃烧气体热传导的精确的认识具有基本的意义。[G8] 列举了用于燃烧室侧热传导的著名计算方法。早期按经验，在近期创立了对流热传导相似理论。努塞尔特已于 1923 年提出了燃烧室中热传导的公式。较新的方法由西特凯、安南特特别是沃西尼提出（对于这一题目完整的内容见 [G9 ~ G15]）。热传导在时间和地点上会变化。但是也证实了可以利用仅时间变化计算局部在整个热过渡时间参与的燃烧室表面所求得的传热系数。在热传导过程总计有下列部件参与（图 4.6-5）：

- 缸盖
- 气缸壁
- 活塞顶。

对于燃烧室表面应确定对于部分面积求得的壁面温度。在第一个近似值中可以使用这一数值。但是通常应从温度测量结果出发。气缸盖及气缸壁温度相对易于测量。花费昂贵的是活塞顶温度的精确测量（热电偶、信号传递用振荡器或具有线圈传导系统的 NTC，花费较低的不很精确的测量可以用“测温塞”通过残余应力求得）。

经过燃烧室壁 A_i 流过的热量 Q_w 可由燃烧室 (T_Z) 及其壁 (T_{wi}) 之间的温度差以及传热系数 α_w 通过以下公式求得：

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{1}{\omega} \alpha_w(\varphi) \sum_i A_i [T_Z(\varphi) - T_{wi}] \quad (4-226)$$

平均

$$\frac{dQ_w}{d\varphi} = \frac{1}{\omega} \alpha_{wm} \sum_i A_i (T_{Zm} - T_{wi}) \quad (4-227)$$

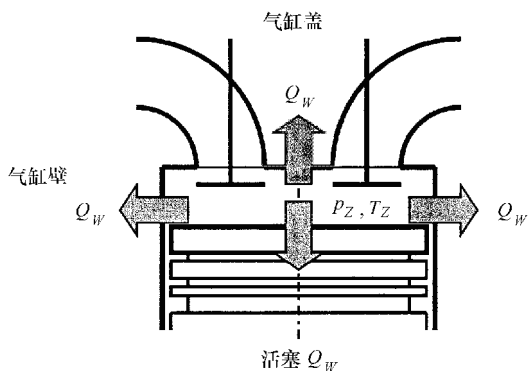


图 4.6-5 燃烧室中的热传导；表面部分

如果一个部件由于不稳定的热流受到热负荷，材料中的温度波动（表面下）是可以忽略不计的。这允许用时间求得的传热系数 α_{wm} 及气缸中的气体温度 T_{Zm} 进行计算，见公式（4-227）。以下假设为稳定热流：

$$\alpha_{wm} = \frac{1}{\varphi_2 - \varphi_1} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \alpha_w(\varphi) d\varphi \quad (4-228)$$

以及

$$T_{Zm} = \frac{1}{\alpha_{Wm}(\varphi_2 - \varphi_1)} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \alpha_W(\varphi) T_Z(\varphi) d\varphi \quad (4-229)$$

取自于表面上的热流，热流密度为部件热负荷计算的尺度。

燃烧室中热传导计算用的最著名的经常使用的并在时间中证实可靠的方法是沃西尼方法^[G10]。它以使用假设对流的热传导管道流为基础。

$$\alpha_W(\varphi) = 0.013 D_Z^{-0.2} p_Z(\varphi)^{0.8} T_Z(\varphi)^{-0.53} \left[C_1 v_m + \frac{C_2 V_h T_{Z1}}{p_{Z1} V_{Z1}} (p_Z(\varphi) - p_{ZF A}(\varphi)) \right]^{0.8} \quad (4-230)$$

公式 (4-230) 中的物理量及说明见表 4.6-1。

表 4.6-1 公式 (4-230) 中的单位及公式符号定义

公式符号	单位	定 义
α_W	W/m ² K	局部平均传热系数
φ	(°), 度	曲轴转角
V_h	m ³	气缸排量
D_Z	m	气缸孔直径
v_m	m/s	活塞平均速度
p_Z	N/m ²	局部平均燃烧室压力
T_Z	K	局部平均燃烧室温度
p_{Z1}	N/m ²	进气结束时的燃烧室压力
T_{Z1}	K	进气结束时的燃烧室温度
V_{Z1}	m ³	进气结束时的燃烧室容积 (压缩开始)
$p_{ZF A}$	N/m ²	倒拖发动机时的气缸压力

此传热系数，前提是均匀燃烧模型^{⊖[G15,G16]}，无指数及常数变化 (常数 C_2 适用于燃烧方式， C_1 适用于工作行程)，也适用于汽油发动机 (v_u/v_m 包括进气涡流[⊖])：

- ⊖ 局部平均气体温度、燃烧气体处在热力平衡中；不适合用于多层燃烧模型，但可以用于两区模型^[G16]。
- ⊖ 气流轴向速度的周边关系标识作为涡流数。测量方法是 Tippelmann 流体涡流计算方法^[G19]。涡流数定义：流体涡流的反应力矩 M (通过涡流道吸气)[⊖]；缸孔半径 $D_Z/2$ ；(平方体积流 V^2 [⊖]，空气密度 ρ_L)。

- 换气 $\rightarrow C_1 = 6.18 + 0.417v_u/v_m$
- 压缩、膨胀 $\rightarrow C_1 = 2.28 + 0.308v_u/v_m$
- 直喷柴油机、汽油机 $\rightarrow C_2 = 3.24 \times 10^{-3} \text{ m/sK}$
- 预燃室柴油发动机 $\rightarrow C_2 = 6.22 \times 10^{-3} \text{ m/sK}$

此处给出的数值取自于 [G17]。图 4.6-6 显示了柴油及汽油的局部平均传热系数比较（用于不同的工况点）曲线（按沃西尼方法）^[G16]。尽管汽油发动机传热热量较大，但传热系数（见 [G15, G16, G18]）相对于柴油发动机较小。原因是具有负指数明显较低的汽油发动机燃烧室压力 P_Z 及点火阶跃 $P_Z P_{ZFA}$ 以及特别高的过程温度，为此相对于柴油发动机对流传热下降。汽油机总计较高的热损失可以按公式 (4-226) 用较大的温度差 $T_Z - T_W$ 解释。对于汽油发动机相对较大的爆发压力波动，必须用由足够多的循环求得的压力曲线进行计算。

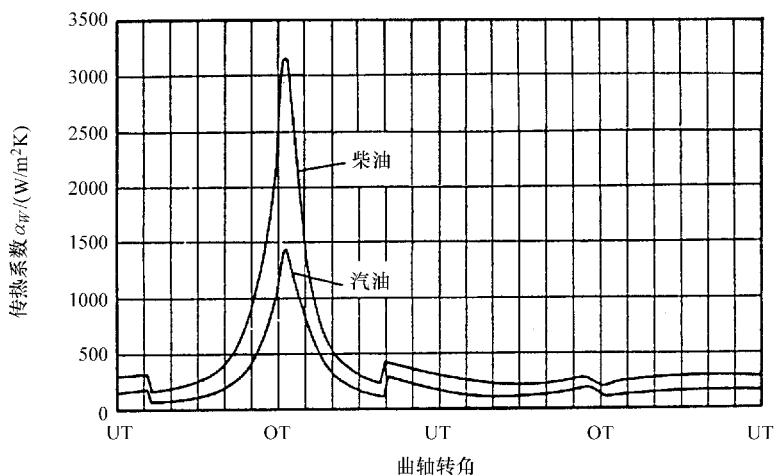


图 4.6-6 柴油及汽油按沃西尼方法求得的局部平均传热系数
(MTU 发动机/可比较的工况, $p_{me} = 5.2 \text{ bar}$, $n = 1500 \text{ r/min}$)

通过对流传递的热量是占优势的。此外还涉及火焰及气体辐射。部件表面上的温度振荡向内很快缓和（指数的）。按 [G20] 整个热损失的 50% 涉及气缸盖的燃烧室和排气道。将排气歧管计算在内这一数值提高到 65%（100% 包括活塞及气缸在内）。用于进、排气道的热传导还有特定的方程式（见 [G21]）。

在台架上通过油耗测量计算求得的能量（ $\int dQ$ ）与燃料能（ $m_K H_u$ ）的关系 $Q/m_K H_u$ 是平衡的。它是用于正确计算热传导的准则。用石英压力传感器测指示压力过程的热力来评价能量平衡不令人满意（可以提供很好结果的 Farnboro 指示器在汽油发动机上不可应用）。与这一经验相反，热传导的确定借助于所说的测量方法在较高的精度要求时仅应有条件地推荐。在点火式发动机上反正只能用压力曲线分析确定局部及时间上的平均传热系数。在倒拖发动机时没有能量释放，相反准许时间分解。可代用的测量方法是表面温度方法或时间方法求得的热流密度。

应考虑到在爆燃燃烧时, 传热系数成比例高出自燃的燃料质量份额^[G22]。

最后还要注明缸壁热损失的结构尺寸关系。通常由此出发, 随着增长的发动机尺寸, 较低的缸壁热损失应归溯于降低的表面/体积比。按 [G23], 这一影响由同样下降的转速抵消。更确切地说, 随着缸径的提高, 减小的传热系数起到决定作用 [在这一关联中注意公式 (4-230)]。对后者主导的物理过程相对易于解释。

热力学的相似理论要求传热系数 α_w 用努谢特数 N_u 通过关系式 $\alpha_w = \lambda N_u / D_Z$ 相关联。 D_Z 为气缸直径, 作为特性尺寸; λ 为导热系数。努谢特数本身与雷诺数 R_e 是成比例的^[G9]: $N_u \sim R_e^{0.786}$ 与 $R_e = v_m D_Z \rho / \eta$, v_m 是活塞平均速度; η 是动力黏度; ρ 为流动介质的密度。如果仅考虑气缸直径影响的话, 则适用 $\alpha_w \sim D_Z^{0.786} / D_Z = D_Z^{-0.214}$ 及 $\alpha_w \sim 1 / D_Z^{0.214}$ 。

4.6.2.1.2 辐射换热

不同的作者 (例如 [G8, G24, G26]) 赞同燃烧气体与燃烧室壁之间的传热有差异 (微分) 的计算可以用于热传导的完整公式。这样可以考虑不稳定的紊流场和火焰的热辐射。后者在传统的方程式中部分通过专项试验。沃西尼方程式——公式 (4-230) ——包括热力状态值的时间解法, 但仅能总体识别活塞平均速度作为气缸中流体的影响值。

扩展的公式考虑热流密度局部及时间的解法。因此考虑将流体的局部及时间的曲线归入到所说的紊流模型中, 因为紊流影响到对流传热。在此关联中除了平均流体速度外, 紊流波动, 即紊流的湍动能、湍流耗散率及紊流长度单位 (用于测量单个“紊流球”的尺寸) 也起到重要作用, 在此未进行详细探讨。国际统一的“ $k-\varepsilon$ 模型”紊流公式目前具有重要的意义。

可以使用“雷诺类推法” (速度及温度之间的相似性), 此时将缸内的流动与旋转对称的管流进行比较^[G8]。以此基础计算模型可以再现进气气流及燃烧室几何形状对热传导的影响并实现不用耦合系数计算热传导的目标。

已知的模型诚然有一个共同的弱点, 虽然当进气及压缩过程时可以提供需要的结果, 但对于点燃式发动机还有很大的困难。这样就必须正确采集由燃烧附加产生的紊流。因此对燃烧的考虑与火焰区及化学变化的采用具有同样的意义, 为此需要具有相应计算耗费的复杂模型。

应特别注意的是边界层的模型化。为了节省计算成本, 应采用所谓的“壁定律” (英语为 “law of the wall”)。否则计算成本会由于超出边界层的计算网格数量级明显大的事实而提高。在边界层内网格必须大大细化。

前面已经提及的“雷诺类推法”, 要求速度及温度之间的相似性, 严格来说不适用于压缩介质的流动。描述温度边界层的壁定律与此相关。因此建议模型扩展。用于具有小紊流雷诺准数黏性边界层 (见 [G24])。这只是说明, 因为在拉力的框架中不能深深侵入到这种材料中。数字流体模拟 (CFD - Computational Fluid Dynamics) 为此做出巨大进展。缸内流动的三维时间解法已熟练应用于部件开发中。

这为热传导的微分观察开启了相应的可能性（见 [G27]）。

4.6.2.1.3 壁面传导换热

已知传热和热传导鉴于部件的热负荷是不能相互单独观察的。

图 4.6-7 使我们回忆起热传导中著名的温度梯度，例如通过平面壁。当导热系数 λ 作为已知的材料特性值优先使用的话，燃烧室及冷却液侧的导热系数很难采集。

对此在前面段落（燃烧室）及在其他不同的地方（冷却液侧）都详细进行描述。每个时间单元通过平面壁表面积 A 、厚度 s 及导热系数 k 由于温度差 ΔT 传导的热量 $\dot{Q}_{ab}$ 为：

$$\dot{Q}_{ab} = kA\Delta T \quad (4-231)$$

代入

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{wi}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{wa}}$$

α_{wi} （在没有附加指数 i 的其他位置）及 α_{wa} 为在内及外侧的传热系数； ΔT 在此处关系到壁这边及那边的环境温度。如果将 ΔT 视为内部及外部之间的壁面温差，则 k 降低到 λ/s 的限度。

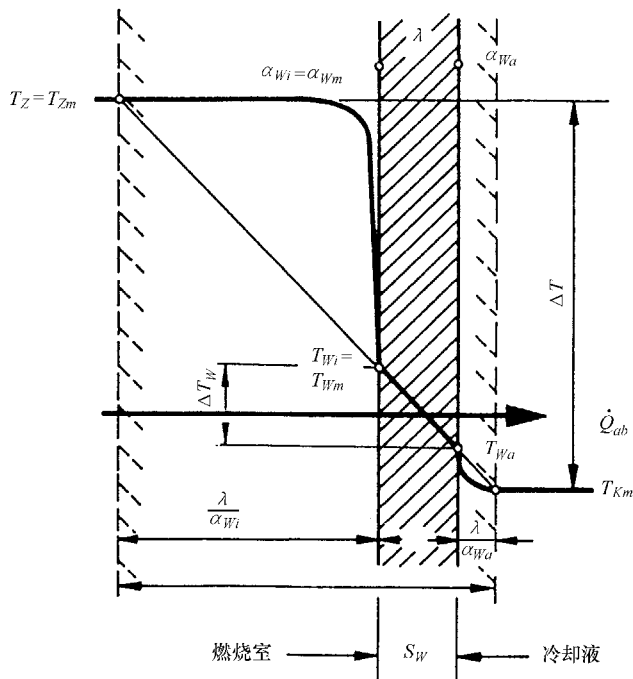


图 4.6-7 通过一个平面假定的燃烧室壁面热传导的温度梯度；平均过程热流量近似稳定；燃烧室的气体温度及壁面内温度时间平均值及传热系数；冷却液侧恒定的数值符合静态工作状态；图中表明了确定壁面温度的补偿壁厚^[G17]

在计算实践中传热系数不总是很精确，需要将其用间接的方式来适应，以满足温度临界条件。前提是可以回溯到在零件上的足够可靠的温度测量。冷却液侧换热取决于关键位置的热流密度、系统压力下的沸点及流体状态。对流传热在高热负荷下通过附加的效应叠加，在这种情况下热传导局部通过强烈的气泡沸腾来确定。随着冷却液侧壁温增长，实际传热系数相对于这一温度下纯对流决定的传热系数快速上升。只有在明显较高的温度差时（此处为壁与冷却液沸腾温度之间的差）传热系数在稳定的薄膜蒸发时重又上升^[G17]。最大可传导的热流按照直接引用的关于水及通常的冷却液混合物的文献处于 $1.2 \sim 1.9 \times 10^6 \text{ W/m}^2$ 之间（在通常的系统压力下）。文献 [G28] 中沸腾特性的模拟模型不足以覆盖气缸盖的情况。随着沸腾一起出现的非线性，意味着用于求得温度区的计算步骤叠加。

4.6.2.2 缸盖中的热应力

热应力主要由局部不同的温度产生，其先决条件是温度梯度。不同临界条件下，内外侧具有不同温度的零件壁不像在未阻碍的热膨胀时弯曲，阻碍弯曲产生热应力 σ_{therm} 。在具有温度梯度 ΔT 、弹性模量 E 及传热系数 α 的平面壁上，当壁上具有 $\delta_1 = \delta_2$ 的两轴应力状态时，假设 $\varepsilon = \alpha \Delta T / 2$ ，阻碍弯曲的应力与膨胀 $\varepsilon_1 = (\delta_1 - \mu \delta_2)$ 之间的关联：

$$\sigma_{therm} = \pm \frac{E \alpha \Delta T}{2(1 - \mu)} \quad (4-232)$$

此时在壁的“热”侧上产生压应力，在“冷”侧上产生拉应力。

特别极端的情况是在燃烧室。气门之间的鼻梁区（多气门发动机特别危险）出现过热。冷侧比热侧膨胀的要小。由此产生的压应力造成局部弹性变形。在冷却时，例如通过较大的负荷及转速变化，较窄鼻梁区获得拉应力，在另一侧产生弹性变形。按这一方式在几次加热及冷却循环后会产生非常不好的鼻梁区裂纹，多出现在高功率发动机上。如前所述，在刚性分布不好的平整的缸盖底板上，在气门鼻梁区范围，周期性塑化的问题更加严重。此外还要在气门鼻梁区危险的范围内布置预热塞。

材料由于“低周期”热冲击负荷产生的热力疲劳应与循环的机械及热力“高周期”负荷产生的热力疲劳进行区分。后者的热循环的负荷在每一次工作循环中出现并仅在燃烧室壁接近表面处加负荷。在工作时吸入由中冷器冷却的完全空气量，由于工作状态较大的变化明显加强了热冲击作用。

此外在此关联中还指出在气缸体部位可能出现滑动。首先铝缸盖与灰铸铁缸体的组合证明了非常不同的热膨胀的平衡。局部阻碍滑动的摩擦力在顶部区域造成或多或少的缸孔不圆。

在发动机工作中，“自然的”材料老化也是一个事实。随着温度作用时间的增长，气缸盖材料（铝合金）的硬度及与其相关强度也下降。当然有一部分补偿的作用，在此提高了膨胀能力。这样就可能很快超过可预测性的极限。因此在当今可

以实现广泛的再认识,但需要相当耗费地求得材料基础数据及接近于现实的载荷谱,可以足够精确地预测气缸盖的寿命。(见4.6.5节)。

为了避免和在时间上延迟裂纹的出现应采取以下措施:

- 降低热负荷

- 改善气门鼻梁区的喷射道、溢流道及喷油器区域(柴油发动机)气缸盖水套中冷却液的流动,尽可能直接提高冷却液流速以改进冷却效果

- 提高冷却液的流通能力,避免极端的节流点、气缸盖与气缸体之间的水流短路以及死水区及“热区”,但是也应考虑到过冷区相应的热应力

- 考虑到在不同汽车上不同的安装状态与发动机实际安装位置(倾斜),气缸盖水套应有可靠的排气

- 在关键的热区域减少壁厚(通过部件壁传导的热量与壁厚的倒数成比例)

- 通过机械加工去除铸件黑皮(例如:水套侧的水孔)

- 通过材料方面及其他措施降低裂纹倾向(特别是铝气缸盖)

- 应用具有提高耐温特性、高温屈服极限及断裂延伸的合金(耐温度突变性)

(见4.6.3节气缸盖材料)

- 考虑有利于优化局部金相组织参数的铸造工艺(金相晶粒度)

- 在燃烧室区域应用陶瓷纤维增强(类似于直喷柴油发动机活塞凹腔边缘增强);陶瓷纤维增强即意味着局部复合材料,例如通过 Al_2O_3 陶瓷纤维增强的预成品在很高的压力下借助于挤压铸造的方法在局部产生熔渗(这一技术由于很高的成本,以及在乘用车柴油发动机上使用直喷对气缸盖的热负荷有所减轻的事实,因此至今没有使用)

- 通过铸造在气门鼻梁区区域形成伸缩缝(例如风冷商用车柴油发动机的铝气缸盖)

- 气门鼻梁区的机械加工^[G30]

分配到气缸盖水套中的流量比,仅可用模型进行精确的研究。尽可能高的冷却

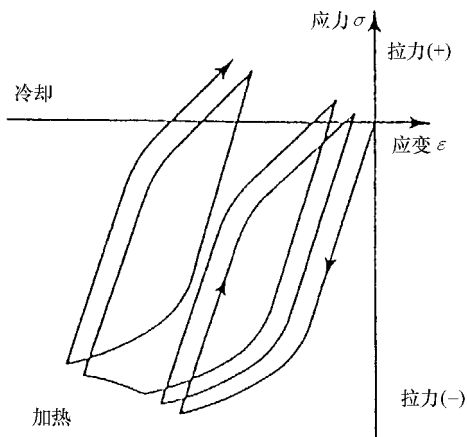


图4.6-8 “低周疲劳”失效机理的图示描述,

根据在气门鼻梁区部位^[G29]材料弹-塑性特性的 $\sigma-\varepsilon$ 曲线图。具有弹-塑性特性的材料,其应力-应变曲线至关重要,应力、应变变化过程通常是比较复杂的。每一个循环产生温度差,由于温度差产生拉与压的塑性变形,塑性变形的后果产生迟滞回线。迟滞回线本身不封闭,而且相互错位。由此可以得出结论,气缸盖接近于实际的计算是需要众多的计算循环

液供给有利于具有薄壁以及小尺寸截面的气缸盖的精巧铸造。这在一定程度上造成所要求的刚性结构与气缸垫区域可靠的密封,以及可铸性(砂芯、砂型及位置公差、砂芯收缩、砂芯弯曲及砂芯起浮)之间的冲突。单体式气缸盖与整体式气缸盖相比刚性明显具有优点。后者在纵向流动时在燃烧室中间没有隔墙。

由于通过缩小截面造成较高的流动速度导致的较大的传热系数克服了较低热交换表面及流量节流的缺点^[G31]。如同其他研究所显示的,冷却液能力的提高与降低气门鼻梁区厚度相比作用不大,因为在两个气门之间最狭小的截面中心出现最高的温度。按照[G32],温度在气门鼻梁区厚度减半时会下降大于60K,而当冷却液能力加倍时最好的情况温度也只能降低30K。当然这一说明关系一定是铝气缸盖。其他作者也报告了在基本事实质量确认时存在定量偏差的结果。公开发表的结果大多很难准确地理解所有影响系数的相互作用。

机械精加工的燃烧室,在此关联中由于强度的原因用于平整表面(关于效率意见不一致)或者在其他情况中用于减小压缩公差,通常在成本计算时存在阻力。挖掘所有铸造技术及材料改进可能性在成本方面可接受的方案,目前一直由气缸盖生产商在致力研究中。

4.6.2.3 气缸盖的冷却设计

考虑到气缸盖的水套(整个冷却系统由发动机和汽车两方面部件构成)对发动机方面的冷却系统具有重要的意义。设计目标是在一个气缸部分中温度均匀分布的同时必须保证尽可能低的温度水平。此时冷却条件对于所有气缸应是接近相同的。同时气缸盖水套中的流量不应独立于气缸体水套进行考虑,因为两个子系统是互通的。原则上区分为以下流动形式:

- 传统方案

冷却液在发动机纵向流入到气缸体水套中,并同时通过气缸顶及每个气缸区域的气缸盖底板上的开口流入到气缸盖中。气缸盖中的纵向流动为与气缸体的方向相反(图4.6-9^[G33])。传统方案的优点在于较大的冷却液能力,缺点是不能保证冷却液分配的各缸均匀性。此外还存在流通短路的可能性。如果有怀疑的情况时不能放弃在透明流动模型上进行模型计算或试验。

- 先进入缸体的强制纵流

气缸盖强制纵流避免了这一缺点。冷却液纵向流经气缸体水套后在发动机后侧(从动侧)流入到气缸盖中,并按相反的方向流动(图4.6-9)。虽然整个冷却液在气缸体中已经经历了温度提升,在气缸盖侧水套设计合理的计算时相对于气缸盖传统方案仍可以实现温度下降。

- 先进入缸盖的强制纵流

这一方案要求冷却液由水泵直接输送到气缸盖中,然后流入到气缸体水套中。由此实现气缸盖中较大的温度下降。此外主张这一方案的人也论证了,在气缸区域提高的温度可以降低活塞及活塞环摩擦^[G34]。考虑到铝气缸盖与灰铸铁气缸体不同

的热膨胀系数，在此可见具有一定的优点。

● 气缸盖横向水流

发动机中冷却液的流向在很长时间以来纵向水流一直占主导地位，但至今不断被横向水流取代，至少在气缸盖上。例如排气侧纵向流动的供应通道，气缸盖在半球形燃烧室区域总是横向水流。横向通道然后必须在进气侧重又流入到纵向流通冷却液的通道。即使在与纵向水流相比较低的冷却液能力时，横向水流也能对受高热影响的排气门座有针对性地冷却。

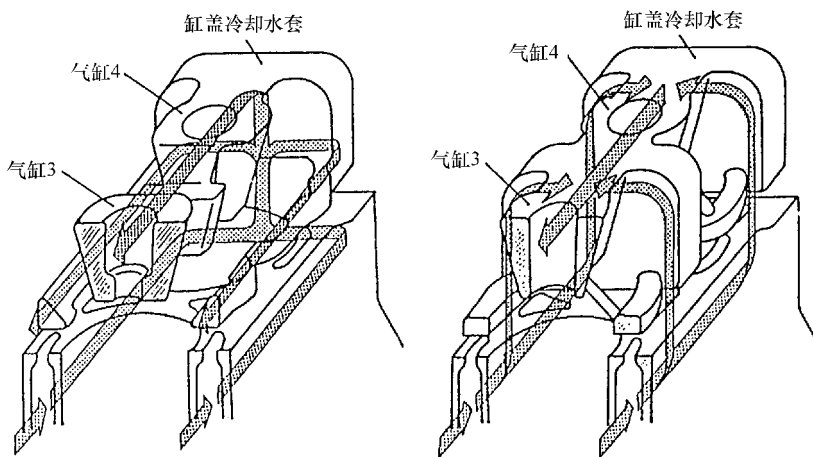


图 4.6-9 气缸盖传统冷却液纵流（右）及强制纵流（左）^[G33]

为了满足局部有针对性地进行冷却的要求，在此期间在部分区域使用了特别精益设计的水套砂芯，如图 4.6-10（见彩插）^[G35]所示。为此当然涉及工艺保证的砂芯制造水平的极限。

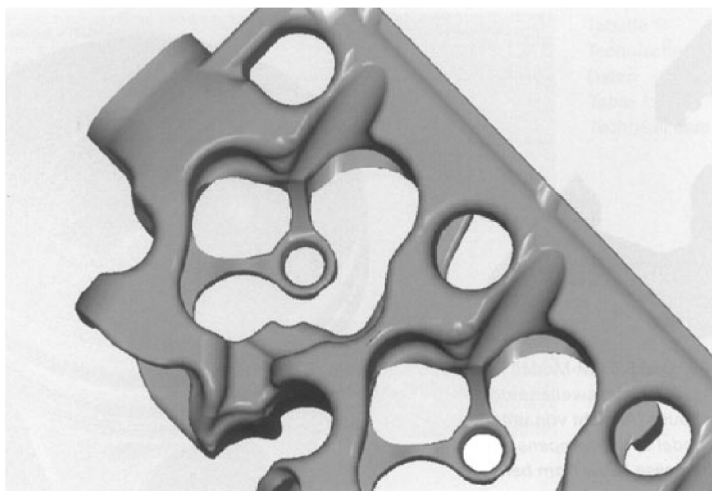


图 4.6-10 乘用车柴油发动机气缸盖水套围绕喷油器处具有精益设计的环形水套^[G35]

当代的发动机冷却系统通过其可变性远远超出了传统的静热力调节，即按符合需求的量进行调节而显得突出。例如在热运行期间，降低冷却强度可以造成发动机的快速加热，并在这个对于废气认证关键的阶段可以相应降低 HC 及微粒排放。利用冷却功率与部分负荷条件的配合可以保证对发动机效率影响有利的温度水平。其他优点还有：从汽车暖风的快速反应直至在电气驱动时水泵的随动性选择。

4.6.3 气缸盖材料及铸造工艺

在乘用车发动机（包括柴油发动机）气缸盖上通过合适的铝合金取代灰铸铁（GJL），在近年来除了个别例外已经得到广泛应用。纵观较大型的柴油发动机及乘用车柴油发动机不断提高的比功率可以通过添加合适元素（大多为 Mo 及 Cr）的合金化来应对。最新的成果是高强度蠕墨铸铁（GJV）具有不断增长的趋势。

铝气缸盖原则上存在两种合金材料选择：

– 热硬化 AlSiMg 合金（附加标识“wa”为“人工时效处理”），如同在标识中可见此合金中含有值得一提的镁成分。

– 冷硬化 AlSiCu 合金，含有较多的铜成分，至少应去除应力/稳定淬火。

以下铝合金得到主要应用：

– AlSi7Mg0.3（至 0.7）

– AlSi7MgCu0.5

– AlSi10Mg（Cu）

– AlSi6Cu4

– AlSi8Cu3

由温度稳定的 AlSiCu 次要合金转换为可铸的主要合金（具有较低铁含量的纯冶金合金），以便可以更好地预防疲劳裂纹已成为一种趋势。此外在大功率发动机方面很难浇铸的高耐热 AlCu 合金，例如：AlCu5Ni1，5CoSbZr，不断起到重要的作用^[G5]。

在通常的热硬化处理时要预先进行数小时的“回火”或热时效处理，实现固溶退火或扩散退火（AlSiCu 合金：在 480 ~ 500℃ 的温度下存放 2 ~ 5h；AlSiMg 合金：在 530℃ 的温度下存放 2 ~ 5h），随后进行淬火。在这一退火处理的第一阶段溶解亚稳定的（稳定的弱形式）离析及溶析，以及为了降低内部应力集中的目的使硅“成形”——如同冶金学所描述的。在接着进行热时效处理的温度范围用于 AlSiCu 合金为 215 ~ 240℃ [T6/T7，无扩散退火 T5 热处理（仅稳定）]，AlSiMg 合金考虑到较大的硬度及强度损失，温度较低，为 160 ~ 200℃（T6 热处理）。热处理首先用于调整取决于热时效的时间及温度等参数所期望的初始硬度及强度，同时还应注意对应达到的材料特性的合金公差的影响，同时降低固有应力。因为以平均应力形式的较大拉伸内应力对持续承受的交变应力振幅以及零件寿命具有巨大的影响^[G5]。持续降低内应力不仅仅需要热处理，也需要优化铸造工艺以及附加的设计

措施。此外热处理首先还会产生不可逆的“增长”（由于温度加载造成的不可避免的体积增长），会对由功能观点谋求的体积部分稳定及完全稳定起到影响。考虑到必要较低的时效处理的温度，AlSiMg合金仅允许部分稳定。材料质量附加的改进可以通过相对较昂贵的压力-时间-温度处理（HIP = “热等静压处理”）得出。为此较小的孔可以继续闭合。

总的来说，需要考虑铝气缸盖延展性、硬度、强度及体积稳定性的折中方案^[G36, G37]，部分要求存在冲突。可使用的铝合金如果要满足以下准则，则强弱是紧密联系在一起的：

- 工作温度时很高的屈服极限
- 工作温度时很高的抗拉强度及足够高的断裂延伸率（延展性）
- 很长运行时间后足够高的残余硬度及残余强度
- 工作温度时良好的动态强度值（热疲劳强度）
- 足够高的热力学强度及耐热冲击性（无裂纹性：热力疲劳安全性）
- 良好的热传导能力
- 为了温度梯度的衰减而具有较高的热容
- 耐具有腐蚀性的爆燃侵蚀（特别是汽油发动机）
- 合适的热膨胀系数（降低挠曲）
- 通过很高的弹性模量达到很高的刚性

特别是一方面在强度与硬度之间（AlSiCu合金）以及另一方面在延展性方面（AlSiMg合金）的目标冲突并不能令人满意地完全解决。灰铸铁在延展性方面也有许多令人感到不足的地方。作为蠕墨铸铁虽然可以提供较高的屈服极限，但又导致部分塑性应力振幅的降低。灰铸铁也具有相对比较高的弹性模量，但导热却很差。铝材大约高三倍的传热系数因此被视为气缸盖去热负荷的核心。AlSiMg合金具有优点（AlSi7Mg合金的导热系数 λ 约为160W/mK，而AlSi8Cu3合金约为120W/mK）。尽管在较长运行时间后的特别大的强度及硬度的损失，权衡所有AlSi7Mg合金组的优缺点，它还是具有一定的潜能的。作为支撑措施当然还应添加微量的铜含量。

对于在燃烧室区域热力机械强度，实际的影响首先获得取决于固化速度的 α （铝）混合晶体的枝状晶叉（DAS）形状的结晶组织的细度。按照霍尔-佩茨关系式，在强度 R_m 与DAS之间具有直接关联： $R_m = K_1 + K_2 / \sqrt{DAS}$ （ K_1 、 K_2 为材料特定常数）^[G5]。严格地要求将DAS限制在最大20 μm 。作为“极化电磁”标识的 β -AlSiFe相被视为不期望的组织成分，其后果是合金中较大的铁含量，取决于铸造工艺，会造成缓慢的固化。最终微孔隙性也具有类似较大的影响^[G38]，以至于在贫孔隙的铸铁上DAS的要求也可能受到限制。微孔隙性关联到熔化及其清理时的氢亲和性、晶粒细度以及铁液的净化及局部固化速度与固化条件（铸造方法）。除最新的文献（例如[G5]）外，还应注意涉及气缸盖合金限制及潜能的文献（如[G39]）。

表 4.6-2 铝气缸盖通常铸造方法

铸造方法，工艺变型	铸造形式	注 释
重力砂型铸造： 组芯方法 ^①	砂型为组芯形式	大多有底板侧浇铸冷铁 ^⑤
重力金属型铸造： 传统的工艺 翻转浇铸工艺 Rotacast [®] 工艺 ^②	钢 - 砂半金属型 SPM ^④ 以及 带砂芯的钢金属型	将金属型旋转 180° 用浇包填充铸型；通过调节气压进行固化
低压砂型铸造 - 传统工艺 - Cosworth 工艺	砂型为芯组形式	在 180° 旋转浇铸位置时选择燃烧室底板侧浇铸冷铁（浇口在上侧） 无燃烧室底板侧浇铸冷铁 ^⑤ ，用电磁泵填充铸型（金属泵），可选 Roll - over ^⑥
低压金属型铸造	钢 - 砂半金属型 ^④ 以及带砂芯的钢金属型	传统的浇口（燃烧室底板侧）与金相结构特性具有目标冲突
消失模铸造（Lost Foam）	在型砂中振动的聚苯乙烯泡沫塑料模型的熔化	无冷却可能性（在燃烧室底板侧不可能使用冷铁）
挤压铸造 ^③	具有压铸强度的砂芯的钢铸型	燃烧室区域通过陶瓷纤维增强 ^⑦ 的 TMF 改进（至今仅有试验样机，昂贵的零件方案）
分区铸造	分层浇铸工艺： 下面在燃烧室底板区域高级合金，上面标准合金，过渡区	还处于研究状态（量产时间目前不可预见）

- ① 砂芯组装系统（CPS, Core Package System）。
- ② 用于非常高级铸造的特殊旋转浇铸工艺。
- ③ 具有缓慢垂直填充铸型的压铸工艺。
- ④ 半永久型模具（SPM, Semi - Permanent Mould）。
- ⑤ 不利较大的 DAS，应用可能性受限。
- ⑥ 铸型填充后铸型沿纵轴旋转 180°；浇口与冒口会在固化期间转换。
- ⑦ 在很高的铸造压力下熔渗。

前面已经提及的固化速度是一个工艺系数。小 DAS 值仅可用合适的铸造方案来实现。除了合适的浇冒口系统特别是在燃烧室区域有目的的强化冷却具有决定性的意义。表 4.6-2 中列举了通常的气缸盖铸造工艺方法。在欧洲及美国大量的乘用车发动机气缸盖使用重力金属型铸造方法浇铸。其他铸造方法仅处于次要位置。在日本则相反，低压金属型铸造占有优势。当然部分是由于结构原因造成的。在气缸盖上部区域的质量堆积，例如在整体式结构时挺柱导向孔是不可避免的，如同重力铸造所表现的。分体式结构形式上部“开放”的气缸盖以及带有气门摇臂机构的气缸盖相反具有适用于低压铸造的垂直的质量分布。

当今砂型都是使用高自动化组芯工艺经济制造而成的。型砂很差的导热性阻碍了在砂型铸造中足够快的冷却以及力图达到的较低的 DAS 值。取决于所选择的砂

型铸造方法当然也可以使用局部铸造冷铁的造型及浇铸方法。这决定了冷铁的循环,当再使用时应重新准备,对于磨损部位应进行修整。在实践中这一工艺方法对于气缸盖来说没有很大的作用。

在这一方面具有优点的明显是重力金属型铸造方法。金属型的底部,即气缸盖燃烧室底部无论如何都可以有足够的冷却。较低的金属型温度及与其相关的较低的热膨胀提高了燃烧室的容积精度,对于保证压缩比公差具有益处。

低压金属型铸造相反,在传统的浇铸位置时燃烧室底部是“热的”一侧,因为在这一侧不仅浇铸,而且由原理决定的确定的固化是在相反的方向,即向热冒口流动。其他的情况在相反的浇铸位置上,例如在中心布置火花塞凸台及喷油器座处浇铸。但首先应预浇铸,以便继续避免由于提高加工成本选择的替代浇铸位置。低压金属型铸造可以将较低的微孔隙性的优点及至少部分较粗糙的晶体的缺点进行平衡。图4.6-11(见彩插)显示了用于制造气缸盖所需要的砂芯。至少需要一个水套芯以及进、排气侧的气道芯,也可以选择油腔芯。为了改进表面质量,气道砂芯必须涂敷涂料。砂芯按照不同的要求通常用“冷芯盒”(冷硬化)或“热芯盒”(热硬化)方法在射芯机上“射入”到芯盒中。不论是砂子处理还是各种不同的粘合系统的应用都需要特殊的专业知识。为了改进尺寸精度或用于快速的固化,可以使用特殊的较贵的砂子(例如锆砂、铬铁砂等)。芯头的存放考虑到保持不断严格的铸件公差(位置公差)具有重要的意义。缩小形状公差在当今通过CAD/3D模型及利用CAD/CAM制造芯盒及金属型可以令人满意地实现。

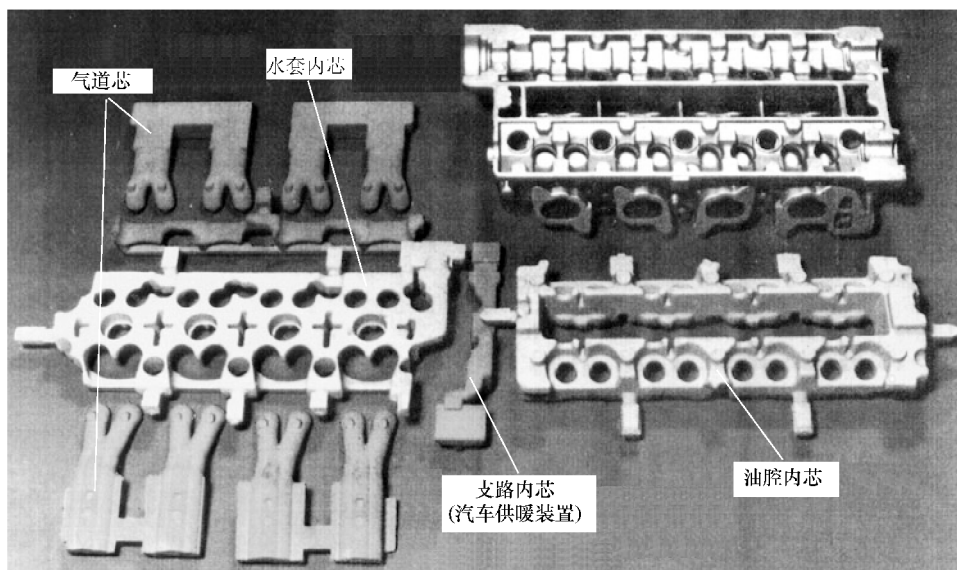


图4.6-11 用于制造R4汽油发动机四气门气缸盖在金属型中需要的砂芯的示例

4.6.4 进气道与排气道、气门夹角、燃烧室形状及气缸盖高度设计

4.6.4.1 进气道与排气道

容积效率（充气系数）多取决于进气道的形状。气缸盖中的气道导向、横向分布及实际的局部气流速度以及气流“涡流”及“滚流”考虑到极限铸造公差时是否可以实现，以及不可避免的气门座区域流体损失具有同样重要的意义。其他影响原因存在于气门机构由于热膨胀及机械加工公差的变化。

用于制造气道砂芯以及计算审核换气用的 CAD/CAM/CAQ 以及 CAD/CAE 的结合在当今已经成为开发过程中熟练应用的知识。图形数据库必须适用于不同的应用目的。最终用于计算的特定几何概念是不可避免的，因此也是允许的。在芯盒制造时气道的几何形状必须是非常精确的，以便使铸造收缩余量无偏差。公称尺寸由对铸造工艺过程有利的带公差的尺寸替代。这普遍适用于所有铸件，不仅仅用于气缸盖。这同样对铸件轮廓提出相当高的要求。对于大量具有空腔的砂芯体现出冲突。

4.6.4.1.1 进气道与排气道结构设计

燃烧室中的径向流动（横向流动）只是在接近于上止点区域具有意义。决定性的数值在此为挤气面及挤气间隙。此外进气道及其几何形状为燃烧室中的换气运动做出巨大贡献。在汽油发动机上进气道实际上仅围绕气缸盖纵轴弯曲。而柴油发动机，特别是直喷柴油发动机，在气缸盖的垂直轴线上附加布置有第二个进气道，以便给予气流必要的涡流（涡流气道）。

对于进、排气道，流体偏转及流体转向以及收缩的气门座圈与气道之间的分隔提高了流体损失。为了降低损失，经常要考虑到需要增加成本用于加工气门座圈及气道过渡区。气道在气缸盖中的布置大多具有可变截面。此时截面大多略微向外（法兰侧）扩展。重要的是在进气门上方截面缩小，以便提高流体速度。用类似的方式排气道在排气门后面截面扩展，由此达到一定的扩压效果。图 4.6-12 显示了一个四气门汽油发动机的气道几何形状 3D 模型与以此量产发动机为基础的赛车发动机改进后的气道相比的两个 2D 投影视图。较大的流体截面、俯视方向更加平直、截面突变的消除以及排气道相对于进气道非常微小的修改都不应忽略。

考虑到流体截面以及与其直接关联的流体速度，迫使气道设计采用折中方案。实践中在量产发动机上谋求的设计，一方面应满足由于应通过较大气体量仅能利用相应较大的气道截面的高功率要求，另一方面最佳的燃烧包括在部分负荷区域决定了在较低转速时的很高的气体速度。因此必须将对流体非常有利的造型与较小的气道截面联系在一起，以保证在整个特性曲线族内令人满意的特性。

a) 汽油发动机的特殊性

气门布置也影响到在进气行程时气缸内流体的形成。在具有双进气道及气道切断的四气门发动机上，当只有主进气道工作时才能形成围绕气缸轴线的涡流

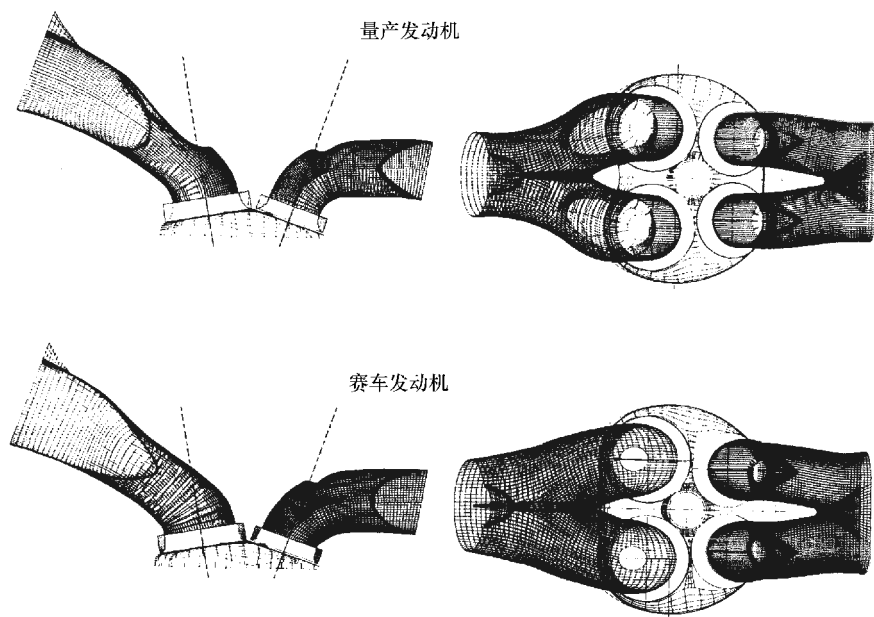


图 4.6-12 一台量产发动机及在其基础上的赛车发动机的气道；
3D 数据模型的 2D 描述（左：进气道，右：排气道）^[G40]

(Swirl)^[G41] (图 4.6-13)。

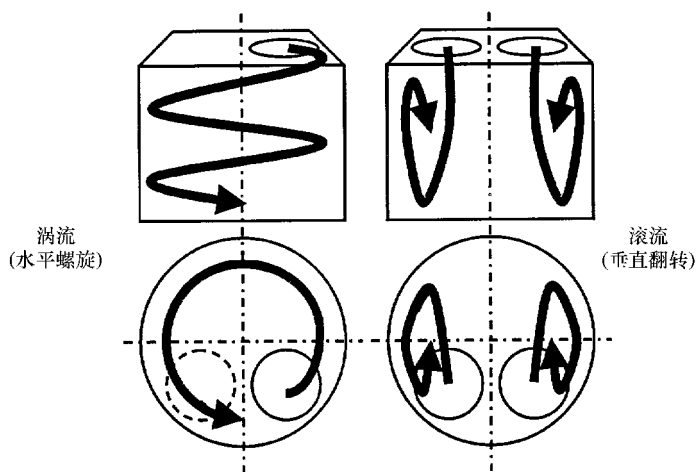


图 4.6-13 进气侧涡流 (Swirl) 及“滚流”流体；四气门发动机原理描述

在有两个主进气道或单进气道的四气门发动机上相反形成滚形的漩涡，其转轴垂直对准气缸轴心。旋转的流体成分由于进气系统的平衡而消除。这一流体现象以

“滚流”^[G41]表示（图 4.6-14，见彩插）。与气门切断联系在一起也可以提供类似的可能性。

这种所谓的“双进气道技术” – 气道切断与可变进气门控制与高废气再循环率联系在一起，在小型四气门排量 1.6L 及以下的直喷汽油机上是可靠及高性价比方案^[G42]。在汽油直喷发动机上应用需要完全重新设计气缸盖。随着缸内喷射系统的应用，顺带说明喷油器当然又回到中央位置布置并装在火花塞旁边。提高换气运动，即通过切断气道产生的涡流，用于提高残余气体的兼容性。除了降低油耗（改进的稀薄燃烧能力）及减少 NO_x 排放以外，可以总的改进发动机的工作性能（提高转矩及怠速稳定性）。一个用于在部分负荷时降低油耗的代用方案是借助于“滚流”阀形成特别突出的“滚动”气流提高燃烧室中的紊流，这一滚流在压缩行程时分解为紊流^[G43]。

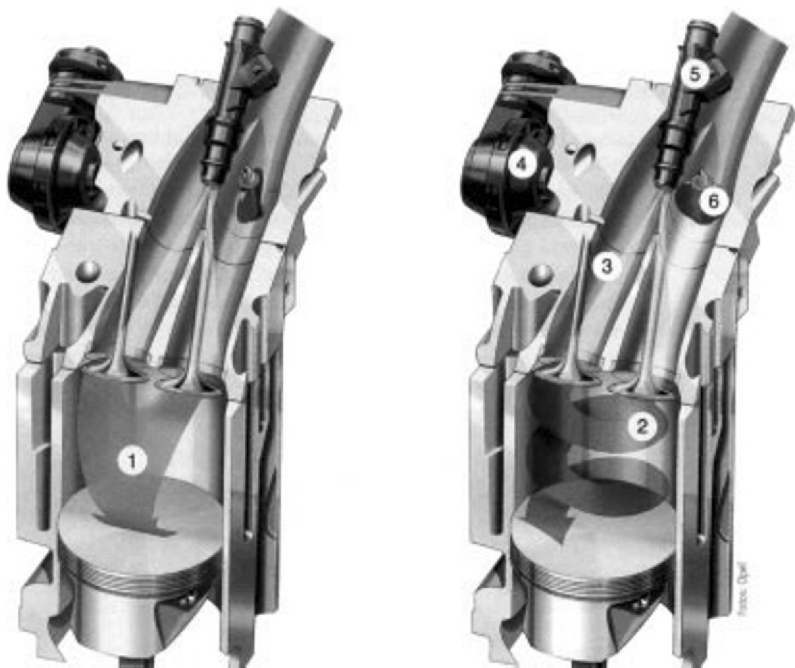


图 4.6-14 “双进气道技术” – 气道切断原理（G42）

气道的倾斜角（气道轴线与气缸盖底板之间的角度）、弯曲度、气门倾角（气门轴线与气缸盖底板之间的角度）及气门升程对进气气流的影响很大（图 4.6-15）^[G41]。

具有比较小的倾斜角的四气门汽油发动机的进气道也被称为切向气道。气道入口角度（倾斜度）对于所谓的“气流入射角”具有主要的作用，它是燃烧室中针对气缸轴线的主要进气流角度。在气道入口与气门座圈之间的过渡区域气门倾角改

变了气道角度。为此气门倾角由于进气道很强弯曲的“内壁”直接对流体流动起到影响,造成气门间隙单侧流出气体,是产生进气“滚流”的主要因素^[G41]。涡流与“滚流”为气缸内紊流做出了很大贡献并由此提高了充气运动。这对于燃烧速度具有非常积极的作用(确切地说:就是作为燃烧及传导速度总和的火焰传播速度)。

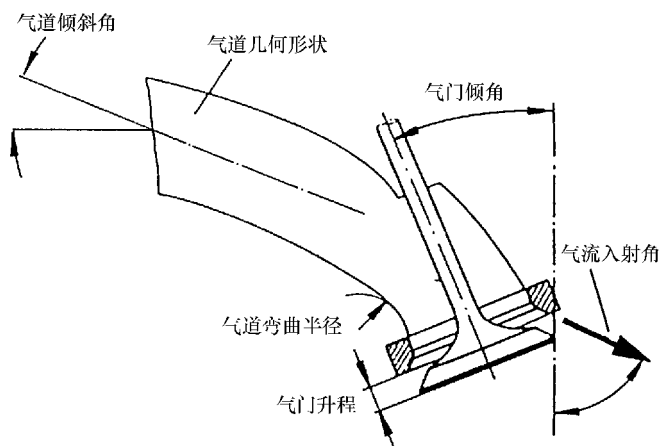


图 4.6-15 在进气道中产生“滚流”的影响参数^[G41]

在一定方式下,涡流及“滚流”可以提高充气紊流,但对于流量会造成负面影响^[G44]。图 4.6-16 中的实例生动描述了这一情况。描述了用于四气门汽油发动机不同气门形式的与基于气门直径的气门升程相关的流量及“滚动”系数。在较大的气门升程时流量随着增加的“滚流”系数而下降。此外很强的“滚流”效应可以对发动机噪声带来非常负面的影响。原因是通过曲轴转角 d_p/d_ϕ 造成的气缸压力巨大的提高。

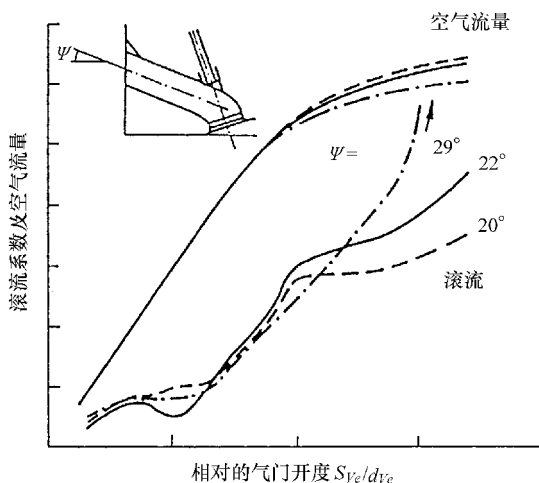


图 4.6-16 各种不同进气道形式的“滚流”系数及空气流量^[G44]

最后还允许有一个提示，在进气管喷射时喷油器应布置在进气管法兰上。为此气缸盖气道法兰截面通常必须具有一个附加的凹坑，以便于喷油器的安装。

b) 直喷柴油发动机的特殊性

在直喷柴油发动机上喷油器的位置是居中的，如图 4.6-17（见彩插）所示。在乘用车直喷柴油发动机上普遍使用共轨喷射系统。随着柴油发动机结构尺寸的变化，泵-喷嘴喷射（单独由安装在气缸盖中用凸轮轴驱动的插装式泵）具有重要意义。应特别关注进气道。

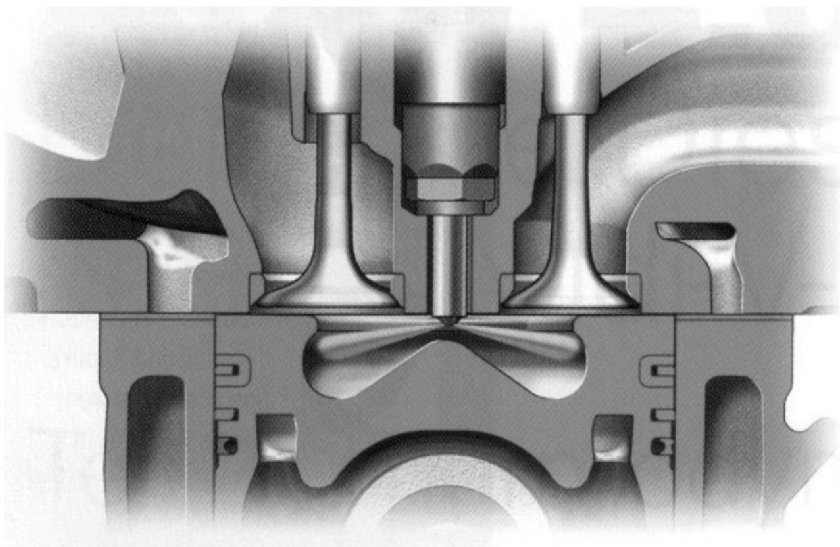


图 4.6-17 乘用车直喷柴油发动机气门及喷油器的布置，
特别强调活塞顶部 ω 形燃烧室及喷射束^[G45]

通过相应的设计，特别是在直喷柴油发动机上涡流（流入空气的旋转运动）加强了。对于燃烧最佳的涡流系数（例如：按照 Tippelmann 的测量方法）取决于燃烧方法、燃烧室形状、活塞顶部凹坑及喷射条件（参见 [G45]）。设计目的是在尽可能大的流量时获得期望的涡流特性。最终起到决定性作用的是进气门关闭后燃烧室中的涡流，但是要想确定却是非常昂贵的^[G46]。

具有两个进气道的四气门发动机可以通过切断第二个气道，被称之为切向进气道（独立于其几何形状），借助于一个螺旋气道形成涡流，在较低的空气流量时（较低的负荷/转速）用于提高混合气形成能力。接通与切断切向充气气道被称为涡流控制。涡流控制处于气道或大多是在进气歧管中。

根据涡流气道形态可分为螺旋及切向气道。第一个在流量方面是不利的，但是对制造公差反应不敏感并且接近于螺旋形状汇流，旋转运动通过造型产生。后者在流量及加工决定的涡流偏差方面有利，为切向汇流。旋转运动借助于气缸壁的偏

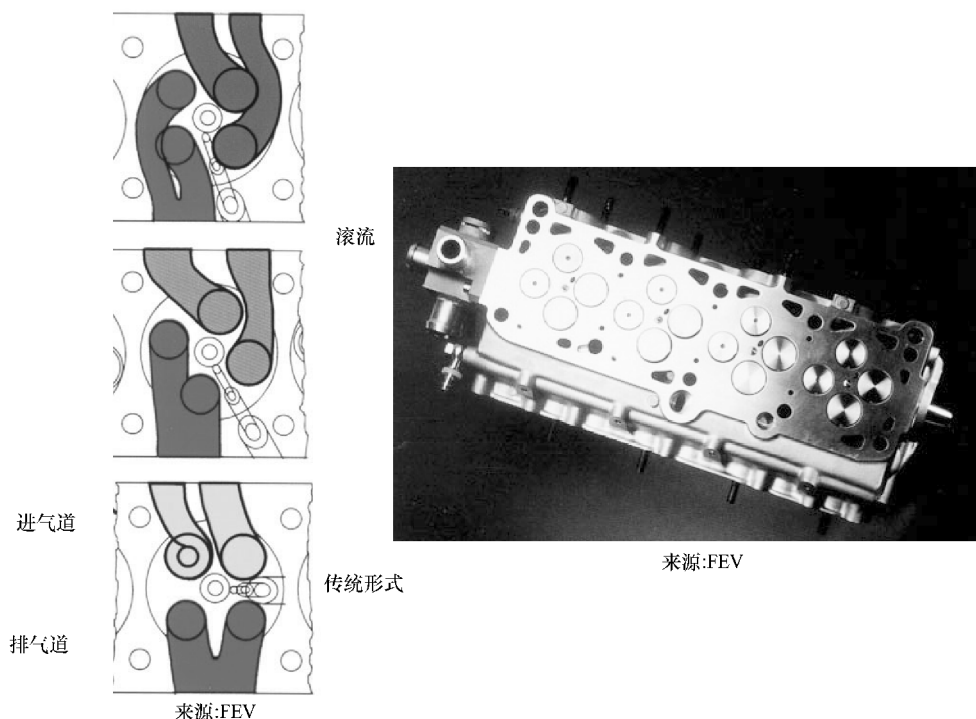


图 4.6-18 具有四气门的乘用车直喷柴油发动机的通常及旋转的气门位置^[G49]

心布置来实现^[G47]。为此涡流可以以各种不同的方式产生。主要及次要气道的概念也是惯用的^[G48]。这符合通常的设计，例如借助于切向气道可以产生很高的充气运动（涡流），以及在较高的负荷/转速时通过接通螺旋气道，即将两个气道气流相互配合并总的达到使降低的涡流实现良好的充气^[G45]。当然其他气道组合形式也是可行的。按照气道不同的设计可以要求在气缸盖底板上旋转的气门位置（图 4.6-18^[G49]，见彩插）。

充气运动对废气排放具有影响。在此应注意到柴油发动机的 NO_x 排放与微粒排放之间的目标冲突。为了继续更有成效地降低一氧化碳，其趋势是减少涡流的方向。这就需要通过继续提高喷射压力改善燃油雾化，以便可以控制烟度值。此外还应注意自由射束长度，即较大的气缸直径可以强制支持这一方法。相反乘用车直喷柴油发动机与较大型柴油发动机相比按照当今的技术水平还可提供更高的充气运动。

4.6.4.1.2 气道气体流动性能试验

a) 换气计算要求

对于当时取决于负荷及转速的转矩，气缸充气起到决定性作用。这又取决于换气的质量。这一切以及对此所需要的流量都由气门的控制时间及控制截面、压缩比

包括压力脉冲以及流体的紊流、气道截面积、气道导向及气道表面质量来决定。气道由于其紧凑的比例关系仅在很少的位置具有环形的截面。这一点在计算时应通过液体直径 - 相应的等效环形截面进行补偿。如果没有换气的计算预优化, 例如借助于“PROMO” FVV 程序包在当今几乎无法想象^[G50-53]。

在换气时(见 5.1.1 节) 发动机机械力学与发动机热力学交叉得非常紧密。通常的计算方法按 [G51] 如表 4.6-3 系统描述。

表 4.6-3 换气计算方法体系

计算方法	方程式体系	模型特性
零维方法 (填充及清除方法)	能量方程式, 控制体积的连续性方程	无空间膨胀的容器, 似稳态计算
一维方法 (“声学”方法)	欧拉方程式, 连续性方程(线性化), 一维, 不稳定的, 可压缩的层流	较小的压力梯度及流量速度, 考虑波传播时间
一维半方法 (FVV 的“PROMO”方法)	能量方程式, 连续性方程, 动量定律, 一维, 不稳定的, 可压缩的层流	时间及过程的一维局部描述, 截面积跃变
多维方法	能量方程式, 连续性方程, 动量定律, 离散的体积因素	借助于涡流模型获取二维至三维流动过程

以下注释有助于计算模型及其应用:

零维方法

- 无空间膨胀的进气及排气装置→管道中的波传导过程不采集 [进气及排气侧容器具有恒定假定压力(图 4.6-19) 或具有随时改变压力的废气容器]

- 主要应用在慢速及中速运行的具有短管路及增压的柴油发动机上

一维方法

- 管路具有恒定的截面

- 微分方程式为线性化的→假设较小的压力梯度及相对于音速较小的流速

- 在进气端当较低转速时可以达到良好的结果; 较高的流速、很大的压力梯度及排气管系统中的中断点相对仅允许非充分地获取那里的波动效应

一维半方法

- 管道系统中的中断点通过过渡条件描述并按零维进行考虑(包括气缸)

- 管道中不稳定的过程可以用不稳定的气体动力学法则相当精确地获取, 如果放弃线性化的话

多维方法

- 只有在应用多维方法时才可以解管截面积中的流量比及气缸中的流体的显影

- 较高的计算成本、较大的存储需求; 可以有意义地应用在需要随时随地获取解析流体的信息的地方

图 4.6-20 描述了带有气缸盖及其集成的配气机构以及进、排气管路系统的气

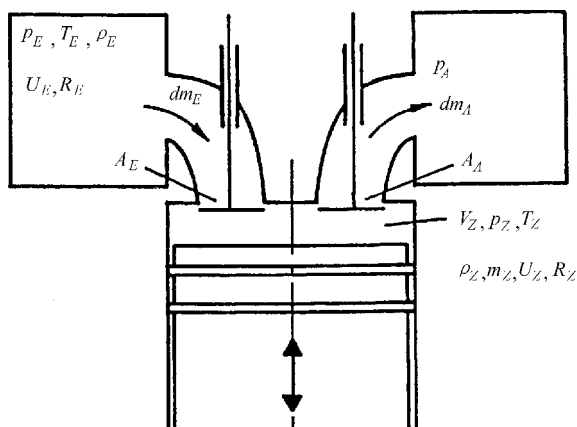


图 4.6-19 四冲程发动机换气用经很强简化的等效模型；进、排气端管路系统由与其连接的用于证明假定恒定的压力大容器的短管取代^[GS4]

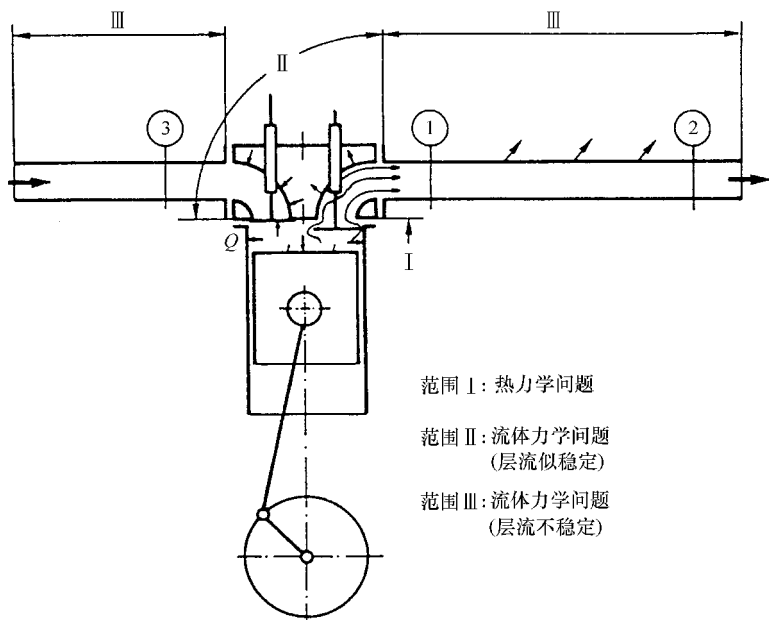


图 4.6-20 具有节流点（进、排气门）的气缸以及进、排气管路系统图示标识计算时出现的问题^[GS5]

缸。换气计算分为 I ~ III 3 个区域：

- | | |
|----------------------|---------|
| 区域 I：气缸 | → 热力学法则 |
| 区域 II：节流点
(进、排气门) | → 似稳定层流 |
| 区域 III：进、排气歧管系统 | → 不稳定层流 |

b) 气体动力学基础

换气道中的流动过程为高度不稳定的。尽可能精确预测其现象是换气计算的任

务（见 5.1.1 节）。图 4.6-20 中描述的整个系统分为 I ~ III 3 个区域。与在很长的管路系统中的随时及局部很强变化的气体状态相反，可以对气缸盖端节流点的流动性能相对独立的似稳定进行研究。以下的描述仅局限于图 4.6-20 中的区域 II。

下面不用推导，仅简短回忆一下稳态气体动力学的基础知识，这些都是引自于关于热力学及流体力学的标准文献。详尽的论述详见关于内燃机的最新文献[G54]。

可压缩介质的一维、等熵、稳定的流动通过以下数值描述：

- 流体速度 w ：

具有气体常数 R 的气体等熵膨胀时——等熵意味着没有与周边环境的热交换（等熵指数 κ ）——当压力为 p 时流体速度 w 计为（由具有总压力 p_0 及绝对温度 T_0 的容器流出，总状态值）

$$w = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1}RT_0\left[1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\kappa-1/\kappa}\right]} \quad (4-233)$$

- 气体中的音速 a ：

$$a = \sqrt{\kappa RT} \quad (4-234)$$

- 马赫数 Ma ：

局部流速与音速的关系表述为马赫数：

$$Ma = w/a \quad (4-235)$$

- 质量流 $\dot{m}$ ：

质量流由流速 w 、其流体截面积 A 及气密度 ρ 计算：

$$\dot{m} = wA\rho \quad (4-236)$$

- 流出函数 Ψ

代入用于流速的公式（4-233）、由压力及密度表示的等熵公式以及普遍气体公式可以借助于流出函数 Ψ 得出质量流：

$$\dot{m} = \sqrt{\frac{2}{RT_0}}p_0\Psi A \quad (4-237)$$

其中

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}\left[\left(\frac{p}{p_0}\right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\kappa+1/\kappa}\right]}$$

注释：

$$p_0\sqrt{\frac{2}{RT_0}} = \sqrt{2p_0\rho_0}$$

- 关键的压力与温度比 p^*/p_0 以及 T^*/T_0 ：

流出函数的最大值计为

$$\Psi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{1/(\kappa-1)}\sqrt{\frac{\kappa}{\kappa+1}} \quad (4-238)$$

在一个作为“关键”标识的压力及温度比时得出：

$$\frac{p^*}{p_0} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\kappa/(\kappa-1)} \quad \text{及} \quad \frac{T^*}{T_0} = \frac{2}{\kappa + 1} \quad (4-239)$$

所属的关键流速 w^* 符合在关键条件时的音速 a^* :

$$w^* = \sqrt{\kappa R T^*} = a^* \quad (4-240)$$

按照连续性方程 ($\Psi A = \text{常数}$) 通过继续降低压力提高流速, 即超音速, 只有当超出关键的比例以上重又下降的流出 Ψ 通过相应的横截面扩展 A (拉瓦尔喷管) 进行补偿时才可能。关键条件适用于气缸进、排气门最小的截面。

事实上通过气道流动及通过气门及气门座之间开放的横截面到达气缸中的气体量可能小于由于压力比及横截面的气体量, 其偏差描述为流量系数。这只能稳态测量, 它也可以在不稳定的情况下传播。

即可以假设为, 将由大量似稳定瞬时采集——数字计算时的缜密计算步骤——的不稳定流动汇集起来。同时附加假设流体在快速变化的压力比下为无惯性的。流动系数考虑到节流点前后状态之间的所有损失。这一形式并不代表该方法可以万能应用。可以使用借助于稳态求得的流动系数证明正确的不稳定计算。流动系数 α_D 的通常定义为实际质量流 $\dot{m}$ 及理论可能的 $\dot{m}_{th}$ 的商:

$$\alpha_D = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{th}} \quad (4-241)$$

理论可能的质量流涉及无摩擦的等熵的流动。用于任意的节流点, 如图4.6-21所示适用于类似公式 (4-237):

$$\dot{m}_{th} = A_2 \sqrt{2p_{01}\rho_{01}} \sqrt{\frac{\kappa}{(\kappa-1)} \left[\left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_2}{p_{01}} \right)^{\kappa+1/\kappa} \right]} \quad (4-242)$$

注释: $\sqrt{2p_{01}\rho_{01}} = p_{01} \sqrt{\frac{2}{RT_{01}}}$

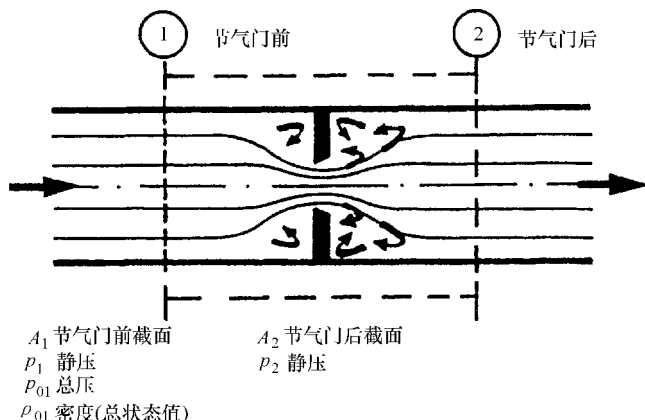


图 4.6-21 通过节流点的流体

下角 01 关系到节流点前的总状态。因此压力 p_{01} 必须用皮托管测量。压力 p_2 为静态压力，节流点后的流体截面为 A_2 。

利用流入及流出的气体质量可以假设气缸的质量平衡。处于气缸中的气体质量 m_Z 随着时间 t 根据流入流出的气体质量的差值进行变化：

$$\frac{dm_Z}{dt} = \frac{dm_E}{dt} - \frac{dm_A}{dt} \quad (4-243)$$

通过气门流入的气体质量 dm_E/dt 以及流出的气体质量 dm_A/dt 按照公式 (4-237)、式 (4-242) 及式 (4-241) 进行计算，同时应将公式符号按照表 4.6-4 进行更换。

在使用“容器”的布置作为进、排气管的等效系统中，例如图 4.6-19 所示，具有足够精度的总压力由静态压力取代。流动气体的总能量总是热焓及运动能量的总和。为了评价气道流体损失，通常在确定的压力差为 Δp 时取决于与气门直径相关的气门升程 s_{Ve}/d_{Ve} 使用流动系数 α_D 的曲线，此时不同气道形式的相对比较通常也是很有意义的（见图 4.6-16）。

表 4.6-4 用于进气及排气端的一致的公式符号

符号	进气门	排气门
Ψ	Ψ_E	Ψ_A
p/p_0	p_Z/p_{E0}	p_A/p_{Z0}
T_0	T_{E0}	T_{Z0}
R	R_E	R_Z
κ	κ_E	κ_A 在之前的文献中也用 κ_Z
A	A_E	A_A
α_D	α_{DE}	α_{DA}
dm/dt	$\frac{dm_E}{dt}$ $= \alpha_{DE} \sqrt{2p_{E0}\rho_{E0}} \Psi_E A_E$ $= \alpha_{DE} p_{E0} \sqrt{\frac{2}{R_E T_{E0}}} \Psi_E A_E$	$\frac{dm_A}{dt}$ $= \alpha_{DA} \sqrt{2p_{Z0}\rho_{Z0}} \Psi_A A_A$ $= \alpha_{DA} p_{Z0} \sqrt{\frac{2}{R_Z T_{Z0}}} \Psi_A A_A$

注：所有的下角 0 均表示总体状态。

4.6.4.2 气门夹角、燃烧室形状及气缸盖高度设计

气门夹角即进、排气门与气缸轴线之间构成的角度。在柴油发动机上气门大多是在气门轴向方向悬挂的（高压压缩比，小燃烧室容积），因此其角度为 0° ；而在汽油发动机上，或多或少会遇到较大的角度，特别是在四气门发动机上致力于小的气门角度，这样可以实现具有有利表面容积比的紧凑燃烧室。“小”可解释为具有 20° 的角度。大于 40° 的角度应避免。

进、排气门的倾斜通常是不对称的。排气道在涉及流动时不是很关键，在气缸盖中的布置有很强的弯曲，因为废气在气缸盖以外是“向下”排出的，而新鲜空气是“由上面”吸入的。由于流体技术的原因，气门轴线与气道轴线形成一定的角度，由此得出对于排气端较大的气门轴线倾斜。燃烧气体大多几乎是水平在排气歧管中流过。因此排气歧管的法兰连接面在气缸盖上的布置要比对面的进气歧管位置低。气门角度、结构高度（气缸盖底板密封面与凸轮轴轴线的间距）、结构宽度及气缸盖螺栓的可通过性（气缸盖螺栓在装上凸轮轴时也应方便安装）在 DOHC（双顶置凸轮轴）的布置时具有直接的关联。普遍适用于：

较大的气门夹角→气缸盖应宽及扁；螺栓易于安装。

较小的气门夹角→气缸盖应窄及高；螺栓不太易于安装。

4.6.5 气缸盖 CAE 计算

气缸盖的设计是一个相当复杂并且不可避免的、重复的过程，如图 4.6-22（见彩插）中的分类得出的结论（参见 [G27]）。应力及变形在此借助于有限元进行计算，如同在其他方面已广泛应用的一样。在铸造气缸盖结构模型时显示出耗费相当大，并且 CAE 范畴总的来说也是很客观的。

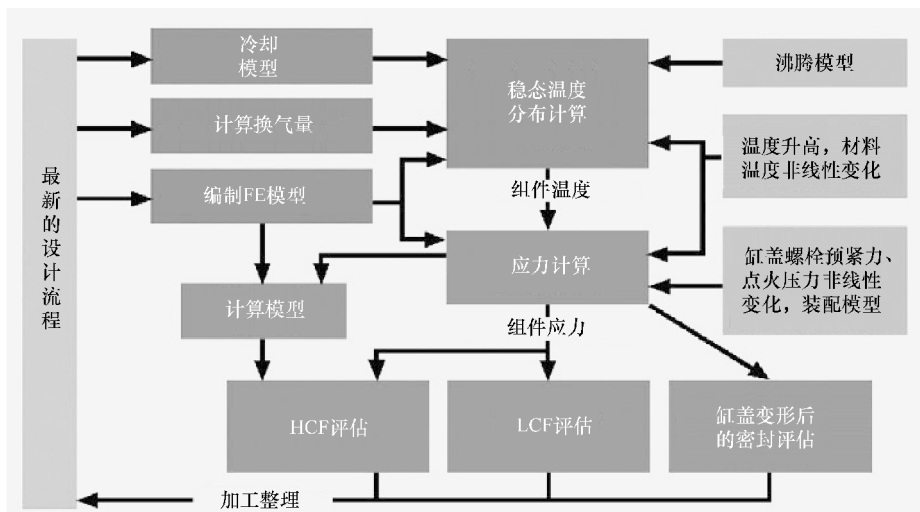


图 4.6-22 气缸盖设计过程及分类^[G27]

考虑到在已经提及的问题区域（气门鼻梁区）中的部分塑性需要进行非线性 FEM 计算。为了实现这一目标，应有目的地采集温度以及特别是应力峰值，根据精细离散的端面（也被称为子模型）进行计算。在断面计算时可以将“非线性的区域”，例如燃烧室及燃烧室球形窝嵌入到“新型”的环境中，可以提供所要求的边界条件，如图 4.6-23 所示。用于断面在应力与延伸率之间取决于温度及非线性

的关联是必不可少的。在此还应注意，在火焰盖侧也应考虑到非线性的接触条件。

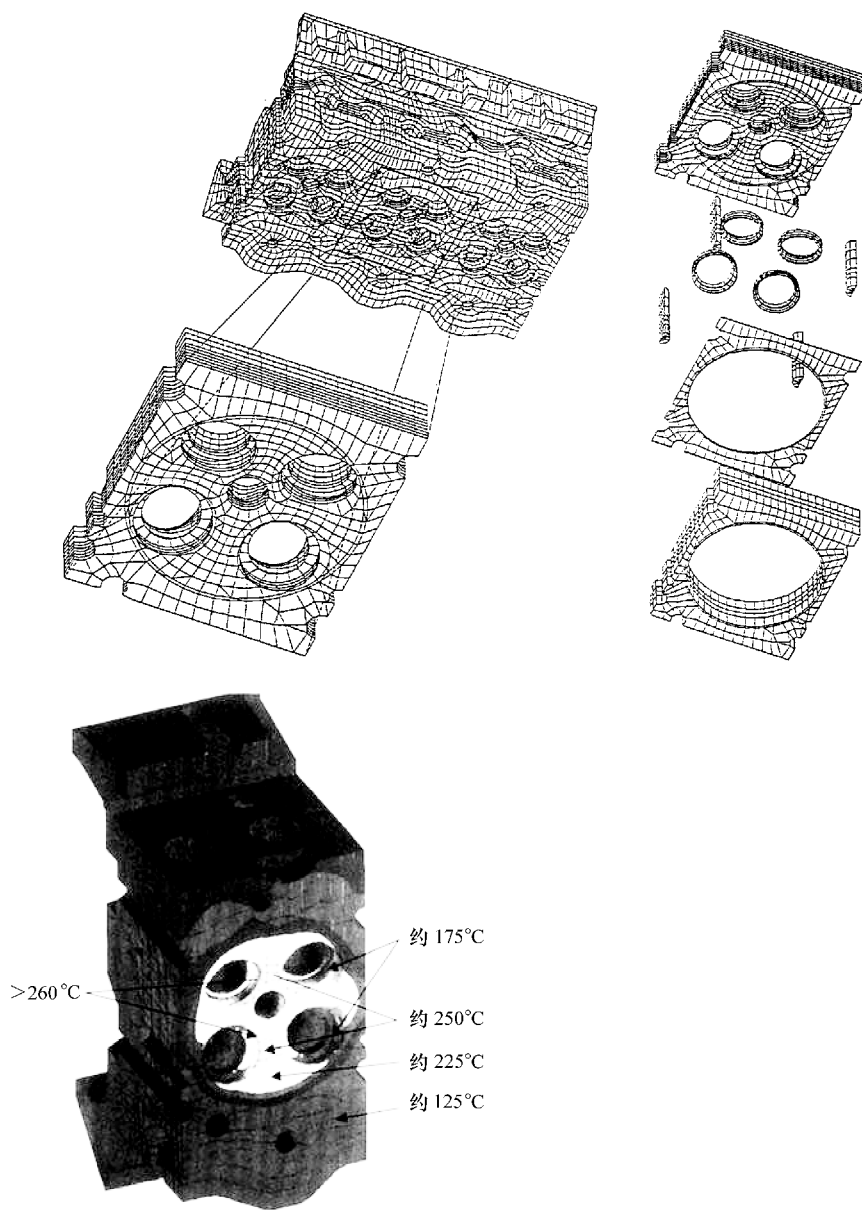


图 4.6-23 缸盖 FE 模型

首先应进行大量的预备工作。为了计算温度区，作为边界条件考虑的传热系数具有重要意义。零件温度及其局部分布确定了其热应力并对局部材料特性值带来影响。在进行传统的计算时，仅提供时间上变化的零维工作过程及换气计算，而无局部求得的燃烧室一侧的传热系数及燃烧室中的气体温度（见 4.6.2.1 节）。缺少的空间分布在此让人感觉到不足。当然非常昂贵的气缸内部流体 3D - CFD 模拟（数字流体计算）是获得导热空间分布的前提条件^[G27]。图 4.6-24（见彩插）显示了由乘用车用四缸汽油发动机燃烧室几何形状及进排气道构成的“瞬态”3D - CFD 完全模型。此处所谓的壁模型简化构成了在极限层中的过程。时间上的平均值提供用于 FE 计算的局部静止的边界条件（导热系数及气体温度）。应说明的是，采集燃烧室一侧的热传导不允许仅局限于气缸盖，而应该包括气缸壁和活塞。

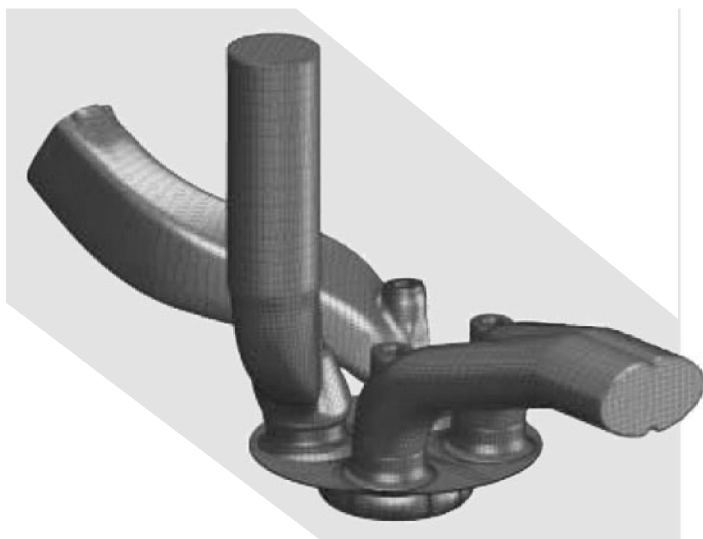


图 4.6-24 “瞬态”3D - CFD 完全模型

用于冷却液方面的热传导对于一定的工况点允许将观察作为时间上恒定的过程。3D - CFD 计算降低到固定的流场（局部速度矢量）。按照开发人员的行话称之为“水套”（详见 4.5.1.1.3 以及 4.5.4.1 章节）。以此为基础求得的对流的传热系数又作为温度区计算用的边界条件。前提是发动机（气缸体、气缸盖、水泵等）由冷却液施压的水套区域必须完全网格化，见图 4.6-25（见彩插）^[G56]。取决于所求得的表面温度局部的热过渡借助于沸点分量（前提是要有合适的沸点模型）进行校正并应与零件温度的反作用相匹配。在流体与零件温度计算的迭代消耗方面（在 CFD 和 FE 计算之间临界条件时间上很紧张的迭代交换）应特别强调的指出。例如 [G27] 就介绍了耦合计算方面的进步。图 4.6-26^[G57] 还显示了一个气缸盖水

套的单缸分体模型，并可见冷却液流分布的粗略结果。

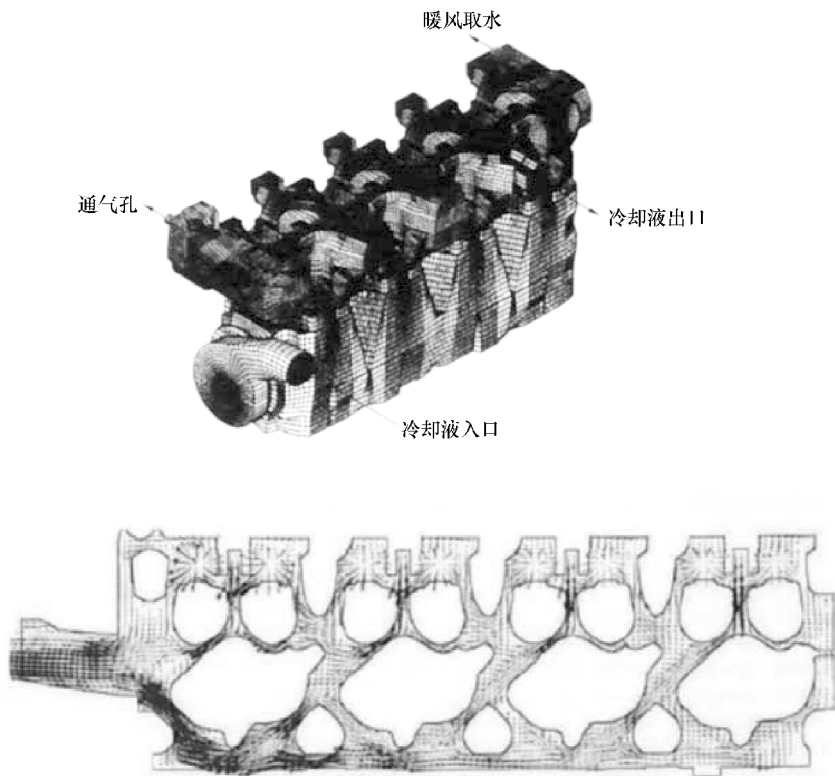


图 4.6-25 流体及冷却液研究用气缸体及气缸盖水套的总模型（上图）^[G56]；
底板区域的冷却液流（下图）^[G47]

气缸盖的负荷最终由机械应力和热应力的叠加造成。计算步骤包括：a) 装配，b) 温度加载及 c) 循环点火负荷（沃勒曲线的 HCF 范围）（时间强度范围）以及 d) 热力学疲劳（TMF^[G58, G59] 沃勒尔曲线的 LCF 范围）（短时间强度范围）。后者已知由依赖于发动机工况的温度循环造成。这又造成局部热力应力膨胀滞后作用。损坏过程随着由塑性变形的机械强度下降开始，并导致开始蠕变及氧化作用（腐蚀）直至开始裂纹。

尽可能精确地认识负荷，例如在其他位置已经发生的负荷、负荷类型、多轴负荷、平均应力及交变应力振幅、负荷 - 时间 - 结果、残余应力、材料硬化、热处理、发动机运行期间的材料老化以及部件温度及其他影响参数〔（部件几何形状及体积影响）表面、边界层、材料金相组织、硬度，其他强度影响等〕都是接下来进行工作强度计算的前提。其目的是在开发研究的早期阶段就可以得出有关在额定

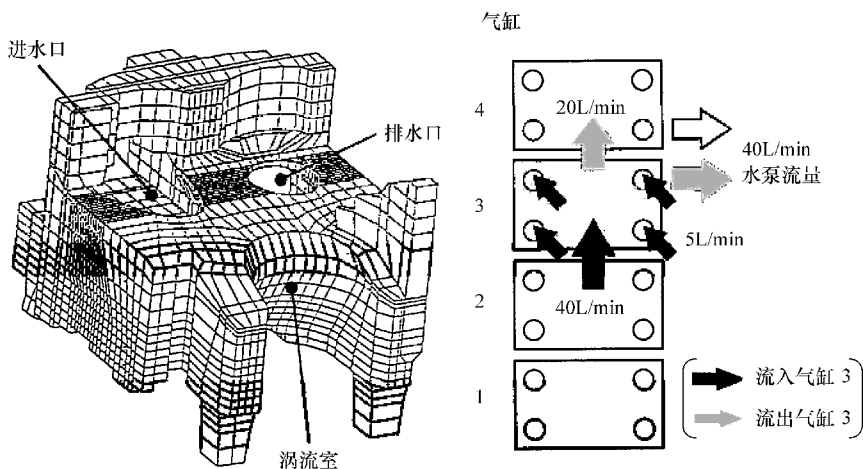


图 4.6-26 气缸盖水套分体模型（涡流室方向俯视）利用假定的冷却液流的分布
[在 4 个点 5L/min 直接由气缸体流到气缸盖，当在右面相邻气缸仅给出 20L/min 时，左面的相邻气缸侧面为 40L/min，气缸到水泵（至冷却器）的流量为 40L/min^[G57]]

负荷下以及用户实际应用的寿命的可靠结论。一般来说，这是以重大的负荷情况与负荷型谱的综合评价为依据的。计算机辅助工作强度计算是一个特殊的、在当前正在继续快速发展的专业领域，它涉及以材料模型为基础的不同的应用方案，并考虑到失效参数以及以其为基础的取决于材料的失效模型^[G59,G60]。如果材料的潜能充分挖掘的话，相应需要的材料基础数据也更广泛。

当今水准的工作强度计算的复杂性超出了本书详细描述的可能性。其基础涉及失效模式^[G61]。每一次负荷变换都意味着对寿命的消耗。载荷谱提供了分类方法。对于关键的区域需要符合局部条件的零件特定的沃勒曲线。必须特别是与当时的平均应力及零件温度协调一致。载荷谱与沃勒曲线之间的联系产生失效存储假设 (SAH)。当今大多不是以应力而是以所谓的“循环稳定的”应力-延伸曲线 (ZSD) (“以能量为基础的”损害参数) 为基础的沃勒延伸曲线为基础。当所有零件损害的总和达到故障总和 $\Sigma = 1$ 时，出现零件失效，如图 4.6-27 所示。可以说寿命的“逆转”是失效风险，所以应计算结构上每一个元素及节点的分布，并以“ISO 曲线”进行描述。在计算实践中程序控制的结构优化越来越具有意义（参见^[G62]），即使在气缸盖上应力集中的燃烧室区域结构优化的可能性有限。

最后还应指出，气缸盖与气缸体的螺栓可靠连接的重要性。对此这两个总成以及气缸垫都应包含在计算中。这些内容在 4.5.4.3 节中进行过探讨。

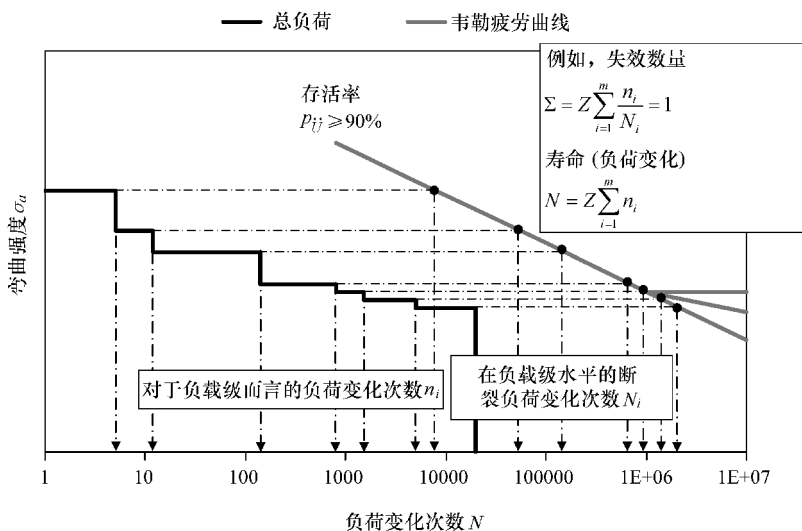


图 4.6-27 以零件特定的沃勒曲线及载荷谱为基础的工作强度计算的原理

4.7 气缸垫

4.7.1 功能及设计要求

气缸垫的密封技术在近年来随着多层金属密封垫的应用得到巨大的持续发展。气缸垫向来都是一个棘手的部件, 这也就激发了发明家的才智, 有一些人几乎没有意识到, 当然特别是大量的专利文献可以证明。可期待的气缸垫持续高速开发是必然的, 应注意气缸垫制造商最新的专业文献。

鉴于可靠及持久的发动机功能, 气缸垫在非常不同的且有时相当不利的工作条件下具有重要的意义。发动机设计师首先在相当大程度上限制要求尽可能小的厚度 (结构高度)。这在限定挤气缝隙及挤气容积时应相应考虑。此外还应考虑到其对于 HC 排放的重大不利影响。计算工程师与发动机试验工程师当然还应更努力地对这一部件进行研究, 特别是对现代发动机开发提出的要求越来越高。气缸垫的功能与气缸盖和气缸体方面的设计边界条件应结合在一起。例如外侧气缸没有像内部气缸那样的两侧相邻气缸的支承。最终必须将气缸垫与气缸盖螺栓的协同作用联系在一起进行考虑 (详见 4.5 及 4.6 节中的描述)。

气缸垫的任务是将下述区域之间及与外部进行密封, 见表 4.7-1:

- 燃烧室
- 冷却液通道
- 润滑油通道

不同的密封区域有特定的要求，只能利用气缸垫合适的机械及材料特性来满足。此处机械特性不仅应确定设计结构，还应确定所应用的材料。此外后者还应是耐媒介的。变形特性（取决于压紧力的厚度改变）具有基本的意义，局部（气缸盖螺栓附近）应具有足够的密封力（最小夹紧力/压紧力）及紧固特性（现有的减少气缸盖螺栓预应力的厚度改变）。气缸垫必须平坦地分布及传递气缸盖螺栓力，并且局部（远离气缸盖螺栓位置）也应具有足够的密封力（最小夹紧力/压紧力）。这是气缸垫最小变形性的前提。变形性及较高的螺栓力当然特别优先顾及冷启动时的气缸挠曲。因此在此提出折中的问题。利用冷却液通道作为挡板作用的通孔，——如果很少注意到的话——在相应的冷却液通道上可以控制在气缸盖中局部流出的冷却液量以及气缸盖中的温度分布。

表 4.7-1 对气缸垫密封特性的基本要求（根据 [H2]，更新）

应密封的区域，边界条件	对气缸垫的要求
1. 燃烧室	
燃烧气体总是具有较高的压力；爆发压力目前应为： · 汽油发动机可达 100bar 以上 · 直喷柴油发动机 200 ~ 230bar	· 随着叠加的动态负荷，压力稳定性（静压力 20 至 >> 100N/mm ² ） · 燃烧室区域尽可能压力分布均匀
很高的气体温度可达约 2500℃	耐热性至最小 300℃ 部件温度
爆发压力下的轴向变形，抵消气缸盖与气缸垫之间的相对运动	· 有利的变形特性（取决于压缩厚度调整） · 叠加动态负荷时足够的弹性（抵消气体压力下密封间隙波动及组合体中由于不同热膨胀造成的塑性变形过程） · 密封本身较低的塑性变形特性
由于在气缸盖与气缸垫以及气缸体之间不同的热膨胀造成气缸垫表面位移（气缸顶区域的挠曲影响）	· 垂直于密封面很高的截面抗拉及抗压强度 · 与有利的摩擦特性匹配的表面特性（气缸垫合适的涂层）
2. 冷却液	
系统压力下冷却液温度至 120℃	· 压力为 5 ~ 30N/mm ² 时的密封性及压力稳定性 · 耐冷却液特性 · 耐蚀性 · 通过的冷却液流的校定（节流功能）
3. 润滑油	
至过压 10bar（冷压 > 10bar）时润滑油温度至 150℃	· 润滑油密度 · 耐润滑油特性

4.7.2 气缸垫结构

在乘用车及商用车领域中气缸垫的结构在近年来完成了基本的变革，当然经历了两个阶段。首先，根据法规的要求，只能使用无石棉的气缸垫^[H3]。这涉及几十年之久主要使用的柔性材料金属密封垫，如图 4.7-1（左图）所示。在其燃烧室部分具有一个金属镶边。用于带有缸套的高负荷柴油发动机以及具有开放式缸顶结构的汽油发动机经常使用所谓的分离式，即不同形式的向内位移的燃烧室密封元件^[H4]。在液体区域的密封全面使用适应性很强的柔性材料（以前的石棉），辊压在一个金属加强衬层——矩形托板——的两侧上。这一密封形式用当今的眼光来看是没有优点的。其缺点是相比较低的回弹性以及由热力决定的压力的改变。

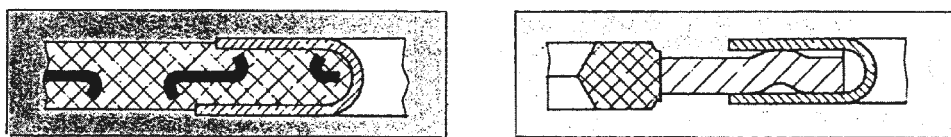


图 4.7-1 柔性材料金属气缸垫与合成橡胶金属气缸垫的对比
(爱尔铃有限公司，如今的爱尔铃－克林戈尔有限公司)

向金属密封垫方向迈进一步的是合成橡胶金属气缸垫（图 4.7-1 右图），它应用于具有湿缸套的商用车柴油发动机领域。该气缸垫由一个金属托板构成，在燃烧室密封与液体密封之间其功能是不同的。燃烧室区域的特征为一个镶边的金属燃烧室翻边（镶边方案）。金属载体承受液体冲击的密封点（通孔）采用一个合成橡胶密封。优点是，在合成橡胶区域仅需要很小的密封力，这样可以有效利用密封燃烧室的螺栓紧固力。

4.7.3 气缸垫密封技术

4.7.3.1 工作条件

在现时的发动机开发工作中，伴随轻量化一同而来的是点火爆发压力总是不断提高，在直喷柴油发动机上，由于有序喷射在一个较大的曲柄转角范围具有较高的压力水平。如同在其他地方已经提及的，例如在 2007 年用铝缸体制成的乘用车发动机的数量首次占据优势。在减少零件刚性时提高负荷，因此对于结构越来越高的机械负荷和热负荷，成为现时开发工作的特点。这导致了强制的越来越高的密封间隙变动以及气缸体与气缸盖的挠曲变形。更高的螺栓力在此不是唯一的解决方案，因为，所使用的铝铸造合金的强度本来也会限制螺栓力。

在现代的发动机设计中涉及气缸垫的功能总是充斥着不利变化的应力状态。较长的气缸盖螺栓以及随之而来的较大的夹紧长度提高了弹性，纯理论上，在相同的下沉量时降低了螺栓的预应力损失。实际上对于拧紧至屈服极限的螺栓，由于不同

的热膨胀导致较大的螺栓力变动是占优势的。这就导致了较大的下沉量^[H6]。再加上由于气缸盖结构一些部位的支撑刚度低,导致这些部位更低的作用力。在应力曲线图中显而易见,动态螺栓弹性由此提高,而夹紧长度弹性却下降。这样气缸垫在工作中便出现很强的动态卸载^[H6]。为此应注意到,螺栓力与气缸爆发压力之比在发动机装配状态应降低到低于3.7的数值。根据特定的边界条件,这一数值在发动机工作中可以降至低于2.5^[H7]。其后果是很低的密封压力和很大的密封间隙振动。

4.7.3.2 全金属气缸垫结构设计

在此期间,多层钢制气缸垫(MLS)在乘用车领域中几乎完全取代了老式气缸垫如图4.7-2所示(参见[H6])。多层气缸垫自1992年以来已经有各种不同类型实现量产。由于密封可靠,它在降低气缸盖螺栓力及较小的气缸挠曲变形方面具有巨大的潜力。

其特点由以下优点体现:

- 很高的机械强度
- 很高的耐温性
- 很高的耐变形性
- 耐蚀性
- 几乎无沉积,持久弹性,无须再旋紧
- 便于回收
- 与不同类型发动机的匹配性
- 持久可靠的性能
- 持久不变的产品质量

这种气缸垫由一个至许多个压波的薄弹簧钢板层、不翻边的中间层(用于高度配合的间隔层)、燃烧室区域加厚层(即所谓的“压紧点”)以及薄薄的合成橡胶涂层构成。密封间隙尺度确定了所需层的数量(每层最大约 $8\mu\text{m}$ ^[H5])。曲线密封(!)在此取代了传统气缸垫的平面密封。除此之外更简单的构造还有单层钢制气缸垫(SLS),带有密封翻边的两个功能层(完全翻边),用一个固定层分离,如图4.7-3所示^[H8]。在没有特殊要求的汽油发动机上使用3层,在直喷柴油发动机上使用5层。

金属层密封垫的设计

金属层密封垫的设计是一个复杂的过程,如图4.7-4^[H7]所示。

用于求得局部变形特性,带有橡胶涂层的主动弹性层的压力-行程特性曲线图(“压缩曲线”),迫切要求使用非线性FEM^[H9,H10]。实验室及发动机台架试验再进行微调。由弹簧钢制成的功能层上的压波承担宏观的密封功能。合成橡胶涂层(耐高温的氟聚合物)用于微观密封,即用于针对气缸盖及气缸体密封面表面粗糙度的密封。

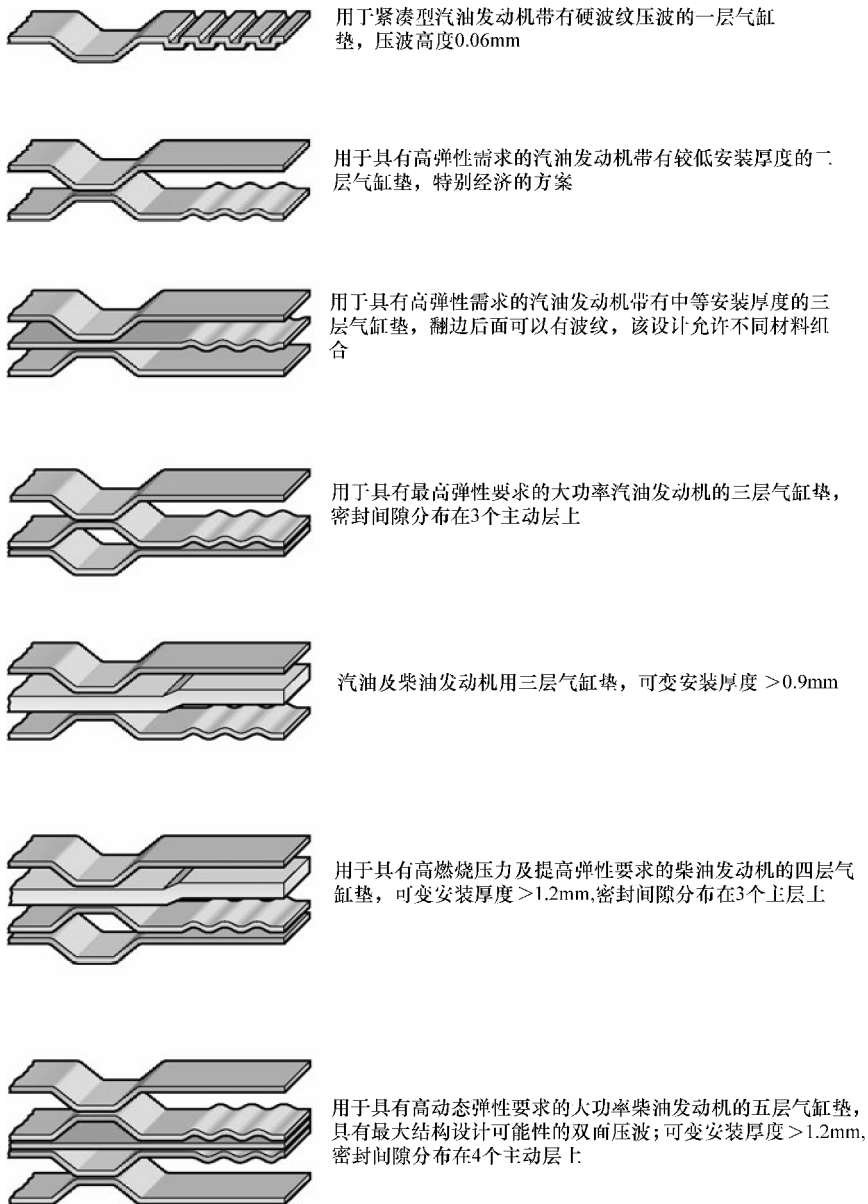


图 4.7-2 金属层及多层钢制气缸垫 (MLS)；此处波纹压波结构用于不同的发动机需求 (引自 [H6])

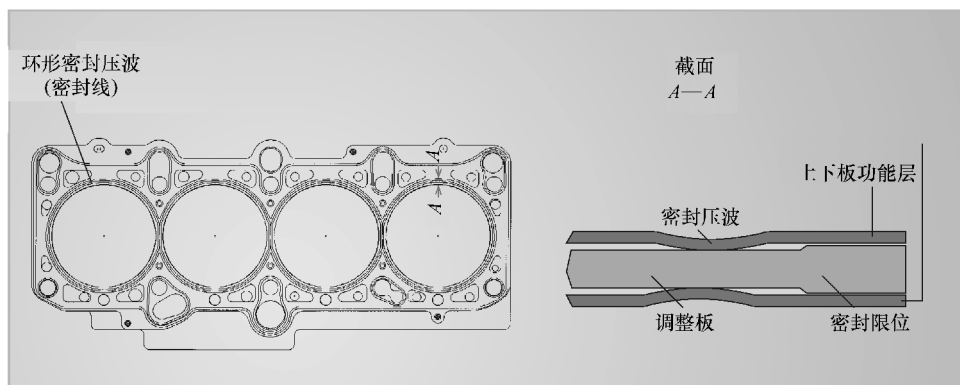


图 4.7-3 金属层及多层钢制气缸垫 (MLS) 的构造及作用方式

[此处带有密封压波 (完全压波) 的两个功能层, 由一个密封限位层分隔] (引自 [H8])

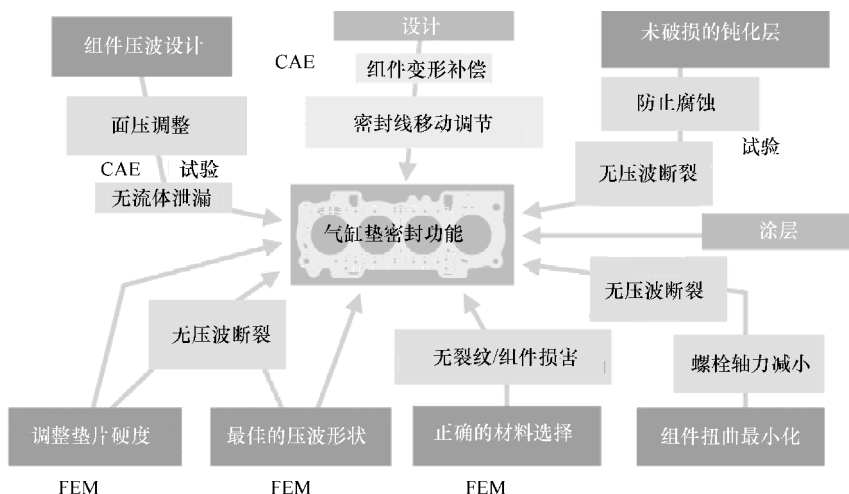


图 4.7-4 金属层及多层钢制气缸垫 (MLS) 设计流程 (引自 [H7])

接触面的涂层具有相应的滑移性, 以便预防在很高的面压下宏观移动造成的“摩擦”痕迹。气缸盖及气缸体显然不允许超过允许的材料面压。功能层仅可以局部涂层, 并在燃烧室区域应具有特殊的涂层, 必须使其符合极端的要求 (高温、大的滑移)。除了合适的弹性特性, 在气缸垫上还关系到一定的屈服特性。可控的塑性、足够的残余弹性、适合的阻尼特性及最佳的表面摩擦性总的来说对压波及翻边用材的选择提出很高的要求。

翻边

完全翻边用于燃烧室的密封, 半翻边用于液体流动区域。气缸盖预应力在较低及中等燃烧室压力时不使用燃烧室翻边。密封仅是在气缸盖上通过压波区域预压紧。当燃烧室压力提高时如果压波失去接触, 此时燃烧室翻边承担密封作用^[H5]。

压波

压波区是燃烧室边缘接触压力很高的区域。首先作为静态密封。气缸盖和气缸体由于压波支承及间隔层总是可以应付鼓包的风险。此外压波还给出了翻边的安装高度（完全翻边）。压波在此的功能是限制翻边变形。为此确定了翻边压力的程度，并以此方式对耐久强度带来直接的影响。太高的压力和太高的回弹行程会降低寿命。所使用的压波高度由 0.01mm 至约 0.15mm 即足够。

此外，压波高度对密封间隙移动也会造成影响。压波区在点火期间会减小翻边的回弹行程。这也被称为“head lift”。这一数值与点火压力相互起作用。变动可以至 $25\mu\text{m}$ ^[H11]。翻边与压波的互相配合将螺栓力分配在关键的密封区域。必须进行非常细致的匹配。较高的压波在其作用区域也会产生较高的力输入，同时也降低了翻边的压力，这样必然会产生较大的气缸挠曲，但是也会降低“head lift”，即密封间隙移动^[H11]。

自从金属层密封垫应用以来，压波形式特别引起关注。因为，首先使用的硬的（“刚性”的）压波，与零件变形的匹配是不足够的，因此，会造成较大的零件挠曲以及在燃烧室区域不均匀的压力分布，如图 4.7-5 所示^[H12]（见彩插）。因此，在此期间开发出了大量的压波方案。文献 [H13] 记载了描述压波的一览（用现今的眼光来看不再是全面的）。目前分别应用以下概念：

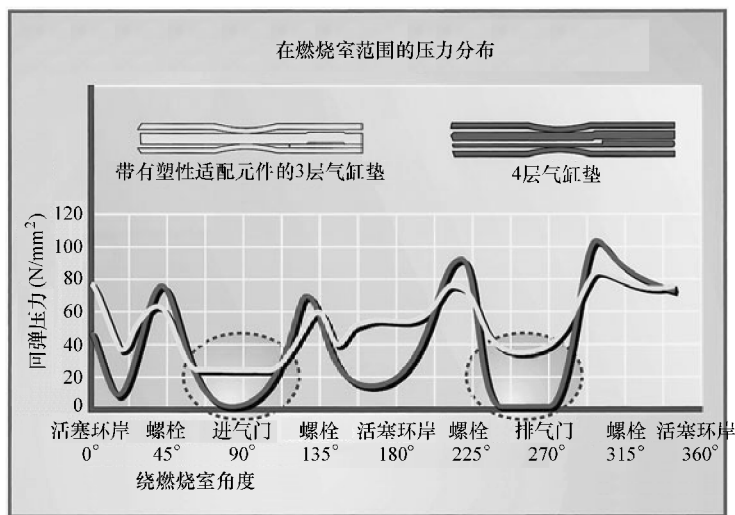


图 4.7-5 不同构造金属层及多层气缸垫（MLS）在燃烧室区域的压力分布（引自 [H12]）

- 刚性压波（例如：折叠以及弯卷的压波板，焊接及补焊以及钎焊的压波环等）
- 塑性压波（适合发动机工作中的挠曲变形）

- 高度成型或局部成型的压波（适应加工形成的挠曲变形），例如：烧结上的压波，在高零件刚性区域有目的减少支承板等）

- 特殊的压波几何形状，例如：

- 波纹压波

- 宽度压波

以上列举的情况由于不断进行的持续开发显然是不够全面的。

根据不同压波形式的特有性能（弯卷及塑性、焊接及弹性压波）在文献[H11]中都进行了详细的描述。塑性及弹性压波倾向于较高的翻边运动，并由此会降低寿命，众所周知，刚性压波倾向于不均匀的压力分布。刚性压波的缺点是其较小的可用变形行程。作为最好的折中方案是，以刚性压波为基础的局部成形的压波，其高度曲线可以借助于 FEM 进行设计。求得所要求的压波形状必然需要接近于实际的气缸体与气缸盖的关系。压波应低于螺栓区域并高于螺栓之间具有较大挠度的范围。螺栓区域降低的压波高度应符合于螺栓之间区域力的偏移。总的来说会产生具有均匀压力分布的波纹形高度形状并降低气缸挠曲。最佳情况，压波局部优化的高度分布（在一定的测量高度内）可以实现在明显降低螺栓力和密封间隙运动的同时，降低大于 50% 的气缸挠曲。除了压波高度个性化的匹配以外，其形状也是不断优化的课题。

滚压成型压波与 SLS 联系在一起获得其重要意义。用于 MLS 典型的冷作硬化钢当然不适合用于制造 SLS 的大于 1000℃ 的温度。因为在滚压压波时会损失其弹性特性^[H15]。SLS 以专门开发的优质钢及特殊的压波材料为基础。利用丝网印刷法将高度为 0.04 ~ 0.12mm 的压波滚压在钢板上。

传统的金属层密封垫相当于“压波旁镶边”的结构，即由燃烧室边缘开始在压波的后面布置完全镶边。为此，其处于“力的分流”之中。用于燃烧室密封所必需的完全镶边当然不仅仅在压波旁边，而且也在压波上面形成一个环绕的“压波圈”。在“珠状压波工艺”（BOSTEC）中是这种情况^[H16]，如图 4.7-6 所示（见彩插）。此时，完全镶边处于“力的主流”之中，其优点是主要将传导的螺栓力用于气体密封。在增压发动机的全铝气缸体上对于平衡零件的热挠曲很有益处。弹性气体密封元件在这种情况下是一个“弹性的压波”。为此可以实现在较宽的面积上螺栓力良好的再分布，由此可以原则上设定较小的气缸挠曲。此外还可以通过附加连接的环绕的燃烧室半镶边附加布置第二条密封线。当然再这一设计原理上压波不再给出燃烧室镶边的安装高度。

在宽压波上镶边也处在力的主流中^[H5]，目的是确定降低密封间隙移动、实现均匀的力分布以及降低螺栓力。“三角形宽压波”形式，其截面设计为三角形形状。超出高度仅由第二个钢板层的不同厚度造成。宽压波有利于缩短预应力的力臂。波纹压波，特殊形式为双波纹压波，如图 4.7-7^[H17]所示（见彩插），具有一个弹性-塑性的压波元件^[H18]。它在宽度及高度上是可变的（参数：波纹半径、

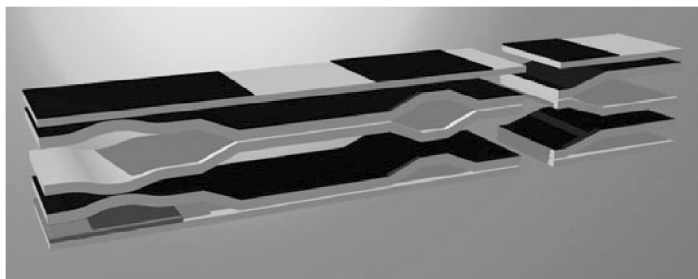


图 4.7-6 带有附加连接的燃烧室半镶边的 BOSTEC 气缸垫的结构 (引自 [H16])

波纹间隔、板宽等)。像地形一样的高度形状由冲压工艺实现。波纹产生数条密封线，在气缸间隔及气门避让区域，波纹数可以根据很紧凑的局部情况减少。对于大的可变的弹性区域可以提供很宽的结构可能性。还有一种设计结构是梯形压波。为此可以将波纹压波集成在一个主动层之中，例如：应用在全铝气缸体上（与节省金属层具有同样意义）。最高的要求可以由具有双波纹压波的 5 层结构来满足。为此，在很严格的机械及热力学的边界条件下也能实现很高的零件弹性变形。此外还有一种方式是“后方波纹”，考虑到最小气缸挠度特别用于在气缸垫的后方支承外侧的气缸。

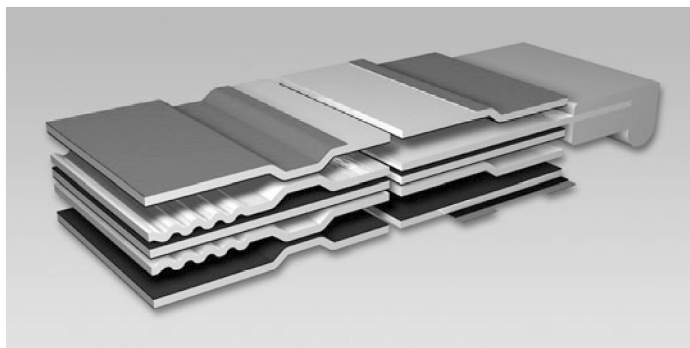


图 4.7-7 带有双波纹压波的 5 层结构的金属层及多层气缸垫 (MLS) (引自 [H17])

汽油及直喷柴油发动机的开发趋势

直喷柴油发动机由于其很高的燃烧压力，密封压力尽可能均匀分布具有重要的作用。在可变压波元件（弹性 - 塑性可变形以及高度成型）的方向控制着对于不同零件变形的局部配合。与传统的汽油发动机相比，明显较大的密封间隙变动（“head lift”）决定了需要足够的多层结构。

具有较低燃烧压力以及密封间隙振动的传统汽油发动机对于经济性和减少死区容积占据优势。这决定了较低结构高度的气缸垫，在特殊情况下可以使用单层气缸垫（SLS），例如还可以选用压波的高度造型。为了降低挠曲，原则上可以放弃使用凸起^[H12]。这种情况可以布置镜像对称的两个镶边。同样其缺点是，不能通过

压波限制镶边的变形。

在铝气缸体上的特殊性

具有开放式缸顶结构的铝缸体在密封方面有时会显示出具有特殊的问题。为了解决密封问题，推荐使用特殊的三角形宽压波结构^[H5]。这一结构预先考虑到燃烧室与后方密封分离。压波处于力主要分布区中。为了使压波的突出最小化，其功能通过较小的板厚差体现。

在铝缸体上还可选用无压波式密封。这一结构一方面降低了零件的应力以及气缸挠曲；但是另一方面却具有较小的零件夹紧力，而且密封间隙运动相对也很大。这就意味着镶边快速疲劳，会导致泄漏的危险。消除这一弊端的方法是增加密封层的数量，当然这样就会提高气缸垫的成本。另一种代用方案是使用具有很低高度的波纹压波结构。

现代气缸垫的附加任务及功能

除了降低密封面区域的摩擦以外，气缸垫在特殊情况下还承担防腐的附加任务。例如在当今唯一使用的镁铝双金属铸造缸体就是这种情况^[H17]。此时气缸垫的责任是对镁铸件的电气绝缘。

此外气缸垫还不断地承担其他的功能。例如在此提及的“集成密封间隙传感器”（IDS）^[H8]，即在气缸垫中集成一个压电元件。密封间隙运动产生成比例的力，由此产生相应的电荷。阻抗变换级将其转换为电压信号，可以用于发动机控制。在汽油发动机上可以用来探测发动机停机及爆燃情况。在柴油发动机上可以用于识别燃烧开始时间。此外，还具有调节峰压及选择气缸全负荷燃油量测量的可能性。这一方法的潜能是以很高的敏感性及信号质量为依据的。此外传感器的集成还允许在零件上及冷却液中进行温度测量^[H19]。

第5章 配气机构与曲柄连杆机构设计 与计算

5.1 配气机构

换气是指将废气由气缸中排出，并用新鲜空气或油气混合气体填充气缸（图 5.1-1，见彩插），换气过程对发动机全负荷的转矩曲线、部分负荷时的油耗和排放以及发动机的怠速质量具有很大影响。严格来说，换气过程控制新鲜气体进入到气缸进行混合并在气缸中形成流场，同时还控制残余废气数量，即剩余在气缸中的燃烧过的残余气体，此外换气还影响到燃烧质量以及有害物质排放的数量。

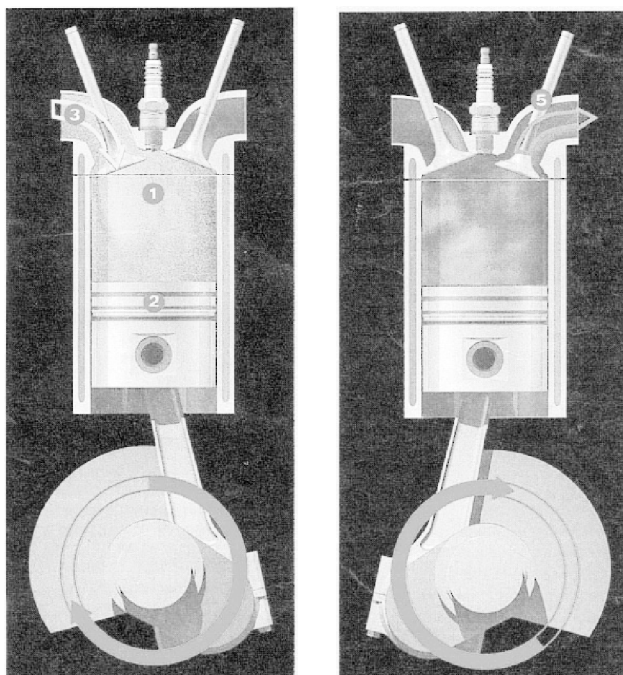


图 5.1-1 换气：左为进气；右为排气（文献 [11]）

当排气门开启时,排气道中的压力约为1bar,气缸中的废气压力超过2bar。由于这一压差的存在,使废气以音速通过开启的排气门缝隙,直至压差降低。在这一自由排气过程中最大份额的废气量没有做实际的换气运动便由气缸中排出。

当进气门开启时,发动机上进气道与气缸内不存在2bar的压差。柴油发动机一般处于0.9bar的压差,汽油发动机上根据不同负荷处于0.9bar(全负荷)和0.4bar(部分负荷)压差之间。进气门的流通能力取决于进气门的开启时间、开启截面积以及发动机的转速,因为新鲜气体会尽可能跟随活塞的运动而运动。

因为汽油发动机的进气道与气缸之间的压差是由负荷决定的,而空气通过气门缝隙的速度是由发动机转速决定的,因此,决定点火时间点的气体紊流的动能主要取决于发动机负荷及发动机转速。气体紊流的动能影响到燃烧速度并由此影响到部分负荷时残余废气量的容忍度。

发动机全负荷时换气过程的效果通过空气消耗量参数 λ_a 和废气残存系数 λ_L 表示:

$$\lambda_a = \frac{m_G}{m_{th}} = \frac{m_K + m_L}{V_h \cdot \rho_{th}} \quad (5-1)$$

$$\lambda_L = \frac{m_{GZ}}{m_{th}} = \frac{m_{KZ} + m_{LZ}}{V_h \cdot \rho_{th}} \quad (5-2)$$

式中, m_K 表示输入的燃料质量; m_L 表示输入的空气量; V_h 表示气缸排量; ρ_{th} 表示密度; m_G 表示供给气缸的混合气质量; m_{GZ} 表示换气后存留的混合气质量; m_{th} 表示气缸允许的最大填充质量。两个系数之间的不同之处在于换气过程后废气是流出发动机还是流回到发动机中^[12]。

目前进气过程的空气质量用空气消耗量评价,因为在开发的发动机上空气消耗量可以快速并可靠地进行测量。

全负荷时换气的结果通过进入气缸中新鲜气体的量确定,即当进气门关闭后在气缸中存留的新鲜气体质量。这个量会由于留存在气缸中的废气(残余气体)以及流回到气缸中的废气而降低(图5.1-2)。

全负荷及怠速时气缸中的废气及残余气体是有害的。当活塞在换气处于上止点时,废气会占据燃烧室容积,并由此减少气缸中新鲜气体的填充。如果进排气门在上止点换气时同时开启的话,这一部分废气可以通过新鲜气体冲掉。进排气门同时开启的过程被称之为气门重叠。

按照阿普费尔贝克的说法,高功率发动机可以分为两个时代,即具有较小气门重叠角的时代和具有较大气门重叠角的时代。阿普费尔贝克在其《通向高功率四冲程发动机之路》一书中描述了赛车设计师玛尔考特和雷瓦克对气门重叠方法的实施,这一方法使其发动机的升功率提升“突然”而显得突出。

在全负荷时利用新鲜气体清除燃烧室中的残余废气可以改进发动机的充气效率。但对于气道喷射形式的发动机,此时油气混合气也会进入到排气道中,这势必

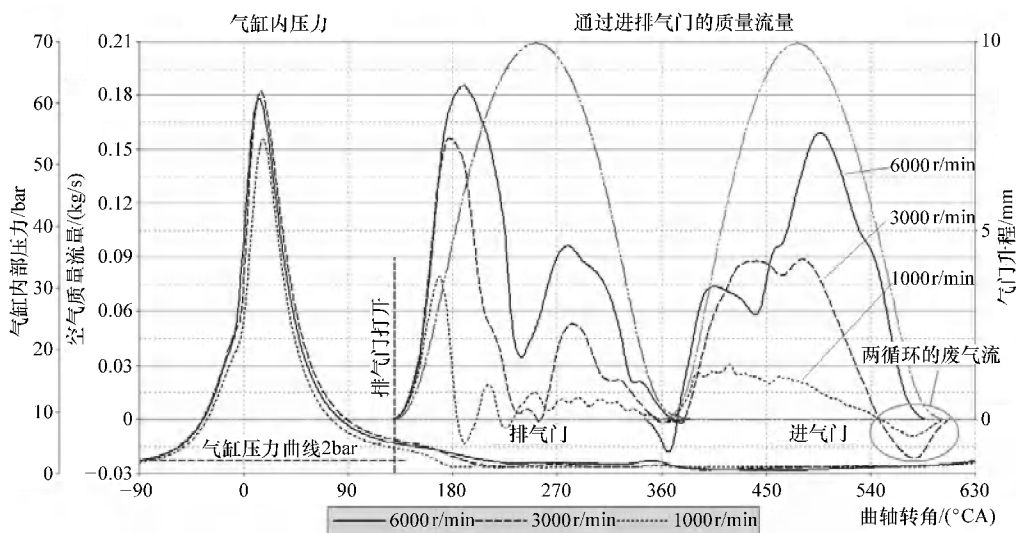


图 5.1-2 发动机不同转速下的空气质量流量

会增加废气中的 HC 排放 (图 5.1-3)。

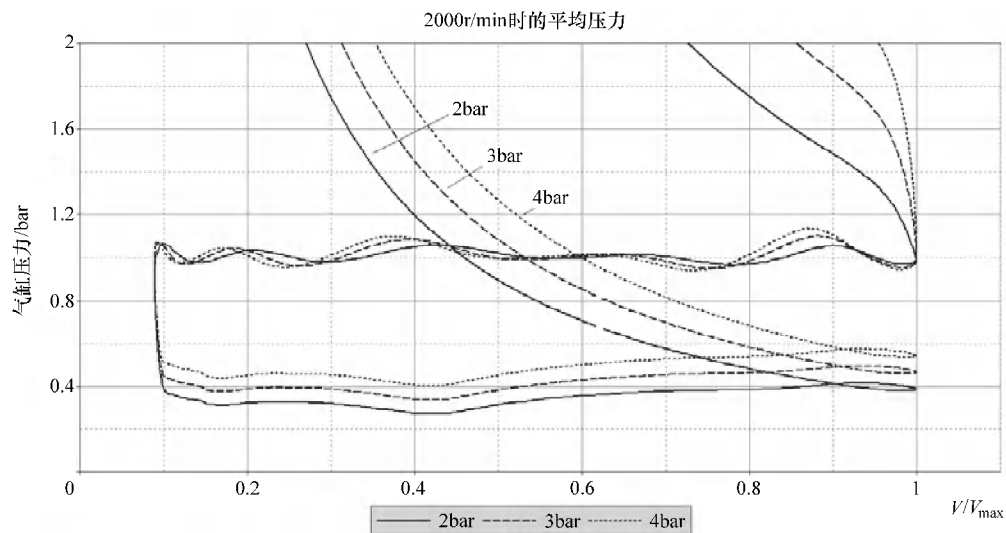


图 5.1-3 汽油发动机在不同负荷时的换气循环

进气门开启时进入气缸的空气会跟随活塞运动, 因此进气过程产生了进气压力波, 可以利用进气压力波的特性来提高进气的充气效率 (图 5.1-4 和图 5.1-5)。

为了实现尽可能高的充气效率, 当进气压力范围转换到气体动力振动范围时, 进气门必须精确地关闭。进气压力波以音速进行传递, 进入气缸的气体总量取决于气体密度及温度。进气压力波的运行时间由进气道及进气管的长度决定, 进气门的

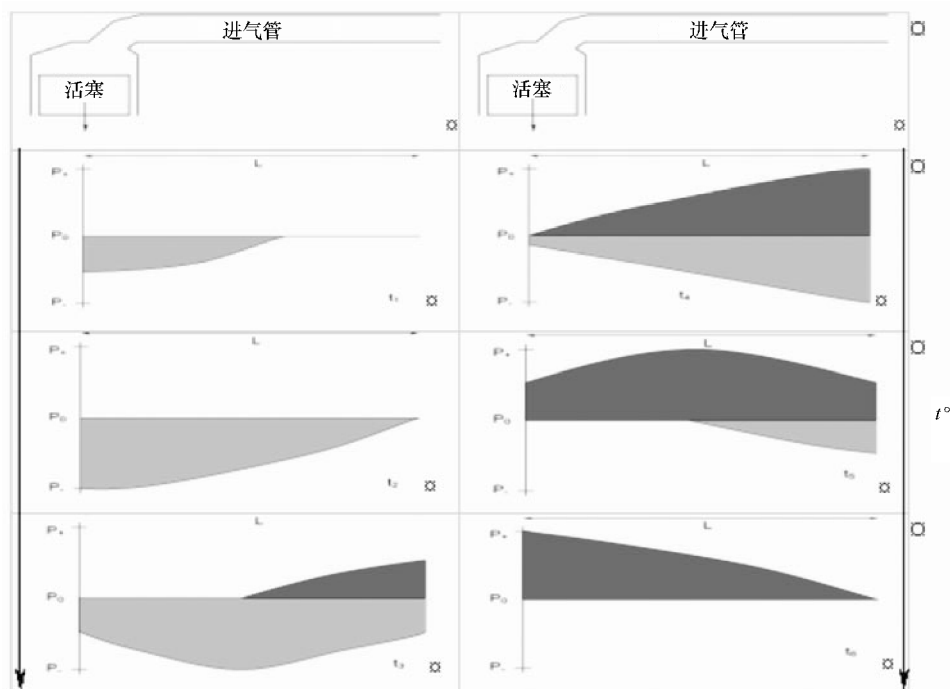


图 5.1-4 四冲程发动机进气装置中的气体振动

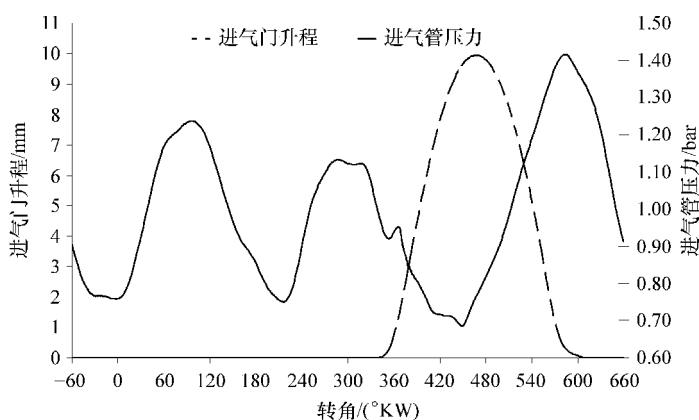


图 5.1-5 进气门前的压力振动，GT - Power 节流工况的计算

开启时间由发动机转速决定（图 5.1-6）。

利用具有恒定长度的进气管，其进气效率仅对于一定的发动机转速范围是最优的。在其他发动机转速范围可能会导致气体回流（图 5.1-2）。

当燃烧过的废气压力仍然很高时开启排气门会产生压力冲击，并造成具有很高压力振幅的气体振动（图 5.1-7）。

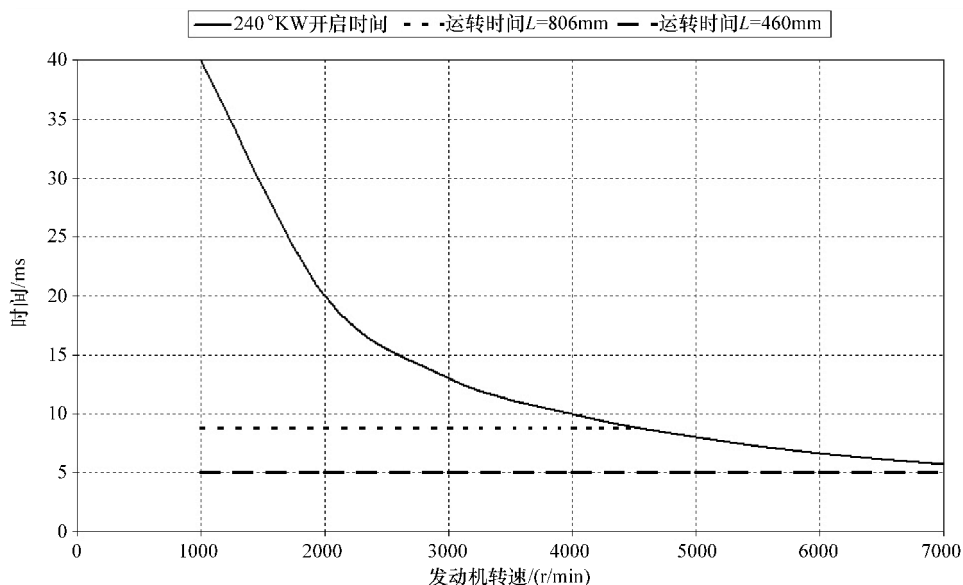


图 5.1-6 与转速相关的气门开启时间

这一压力振幅同样以音速流经排气管道直至下一个反射点并作为吸气波反射，这一吸气波当到达开启的排气门时，会将废气及残余气体由燃烧室中“抽出”。

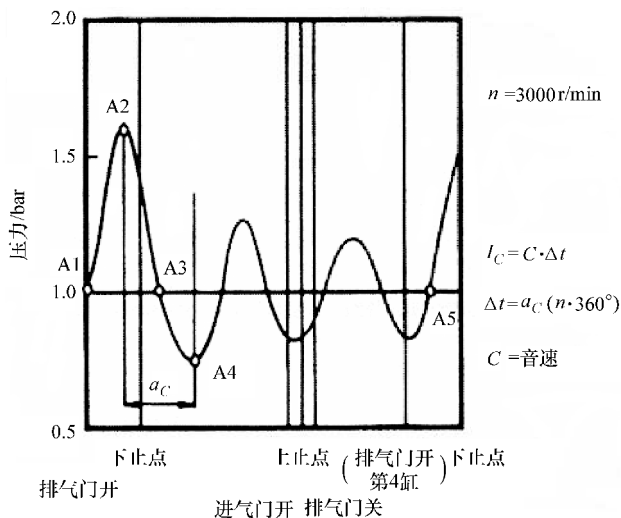


图 5.1-7 排气歧管中的压力分布（排气门后 100mm）^[13]

目前已经确定车用柴油发动机部分负荷时废气与新鲜气体进行混合是降低氮氧化物排放的有效方法。由于废气是惰性气体，不会参加燃烧，但是会使燃烧过程变慢，降低燃烧速度会降低燃烧温度，并由此降低氮氧化物生成。在进排气门同时开启时，废气由排气道回流到气缸中，或者经过气缸流入到进气道中。这一残余废气

与新鲜气体一同又被吸入气缸中。残余废气量此时是通过改变气门重叠角进行控制的。过高的残余气体量会导致燃烧延迟以及部分负荷时的失火现象（图 5.1-8）。

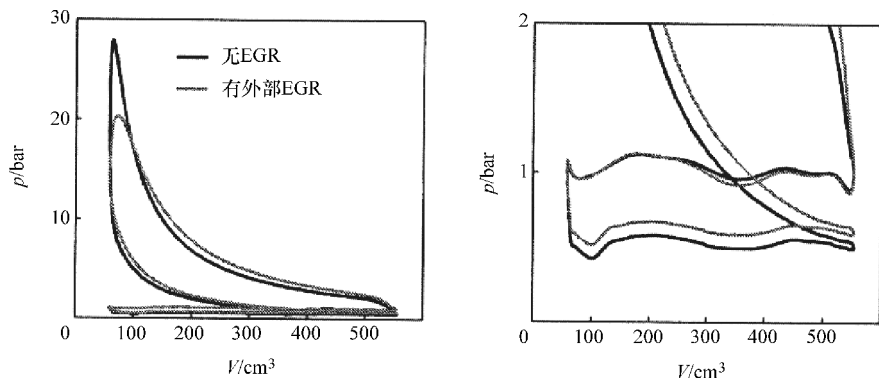


图 5.1-8 有及无残余气体的 $p-V$ 曲线^[14]

由于很高的压缩比而导致气门重叠角很小的发动机上（柴油机），排气中的气体通过特殊的管路由排气侧回到进气侧，管路中间利用一个可控的阀门来控制流回气缸中的废气量。这一外部废气再循环技术在通过节流阀控制负荷的发动机上由于其降低了进气过程缸内的真空度而导致降低了换气过程的泵气损失功。

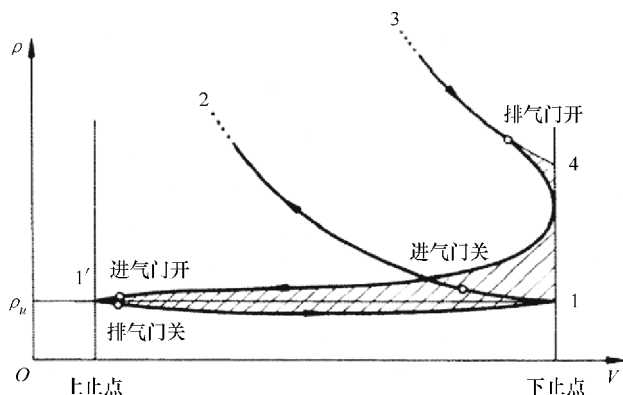


图 5.1-9 全负荷时无节流的吸气工作损失^[15]

换气过程损失功是与发动机正功联系在一起的。这一换气功相当于 $p-V$ 曲线中低压循环的面积以及爆燃损失。

当今换气过程可以利用模拟程序，例如：GT - Power、Boost、Wave 以及 PRO-MO 进行计算。

5.1.1 换气过程一维模拟分析

利用发动机工作过程的模拟，可以预测出气缸中的新鲜气体充量以及换气过程的效率，对于提高产品开发效率具有决定性的意义。这一点还将在很大程度上通过

进气及排气系统的最佳的谐振效应过程进行确定。谐振的振幅、相位的相互作用在不同转速各自有最佳的状态点, 谐振效应在有的转速最佳, 但在其他转速时表现最差。因此, 充气效率的曲线依据转速的不同会有变化, 并且最终会决定性地影响到发动机的转矩特性。

谐振效应通过气门开启及关闭以及活塞运动时产生的压力波产生。图 5.1-5 显示了一个四冲程发动机进气管中的压力曲线。

吸气过程开始时由于活塞的向下运动在进气门上产生负压。当活塞上行、气门关闭过程中, 负压就形成反射压力波, 此时压力达到 1.4 ~ 1.5bar 的范围并返回到进气道中, 以便使进气门短暂的在“进气门关闭”之前处于理想的状态中。

在发动机换气过程的一维模拟中, 将“内燃机”的整个系统分解成为单个的元件, 例如: 气缸、空滤器、气门及管路等 (图 5.1-10, 见彩插)。整个系统中的流动通过一维流体管道描述, 用管道连接元件进行连接, 进行一维的稳态模拟^[13,17]。

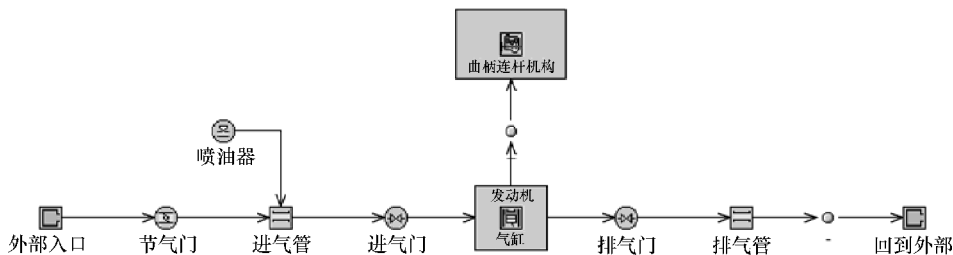


图 5.1-10 简单的一维发动机模型 (软件: GT - Power)

在管道元件中应用一维方式进行描述, 主要应用以下状态参数, 例如: 压力 p 、密度 ρ 和速度 u , 通过精确的单个管截面的平均值来确定。此外还有一个前提, 在流体中不得出现由于内部摩擦的脉冲损失, 仅考虑管壁上的流体的摩擦。这意味着, 气体在管道元件流动过程中, 仅根据所考虑到的管壁摩擦是不可逆转的, 例如: 由压力能转换为运动能。为此, 应根据质量、脉冲和能量的守恒方程式, 为一维不稳定管道流动在流体平面列出一个非线性不均匀的微分方程组^[17,18,19]:

$$\text{质量不变: } \frac{\partial \rho}{\partial t} = -\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial x} - \rho \cdot u \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} \quad (5-3)$$

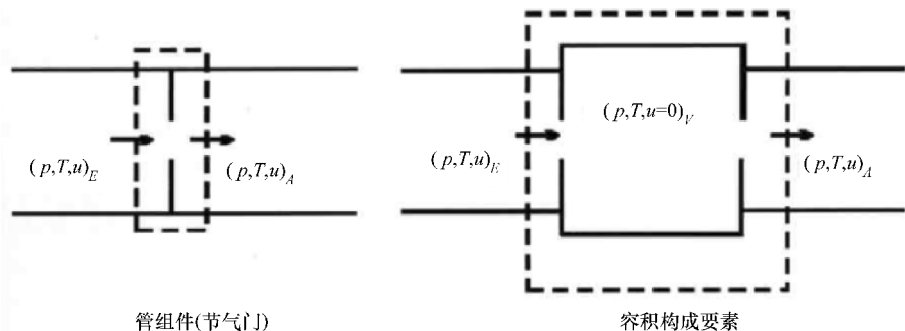
$$\text{动量守恒: } \frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} = -\frac{\partial(\rho \cdot u^2 + p)}{\partial x} - \rho \cdot u^2 \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{\partial A}{\partial x} - \frac{F_R}{V} \quad (5-4)$$

$$\text{能量守恒: } \frac{\partial E}{\partial t} = -\frac{\partial[u \cdot (E + p)]}{\partial x} - u \cdot (E + p) \cdot \frac{1}{A} \cdot \frac{dA}{dx} + \frac{q_w}{V} \quad (5-5)$$

式中, ρ 表示密度; t 表示时间; u 表示速度; x 表示长度; A 表示管横截面; p 表示压力; F_R 表示壁摩擦力; V 表示容积; E 表示总能量; q_w 表示通过管壁的热流。

为了解决初始及边界值的问题, 关于管道变化状态的论证是必要的。这一状态

矢量由管端相互连接的零件中的流体确定。对于部件之间的节流点，在这些点上会出现涡流及紊流，这是典型的三维流动状态。因此，对于这些节流点，利用一维不稳定流体的描述不适用。可以简单地假设，流体通过这些节流点时是基本稳定的。此处的基本稳定意味着，节流点的入口及出口截面上的状态矢量 (p, T, u) 恒定保持在计算的一个时间阶段之内，并由串联起来的不同的稳定状态得出矢量的时间曲线。因为，为此可以忽略节流点损失，相对于连接管道的流动方向节流点的膨胀变化越小，这一假设越成立^[17,9]。由于采用了这一假定模型，为了在管端上计算状态矢量 $(p, T, u)_E$ 及 $(p, T, u)_A$ 可以使用一维稳定流体的基本方程式（图 5.1-11）。


 图 5.1-11 状态平衡系数^[17]

借助于一维稳定流体的连续性及能量方程组可以获得理论流动公式。此理论公式仅适用于稳定流动的节流点的入口及出口截面在流体截面上设定等熵状态变化：

$$\frac{dm_{th}}{dt} = A \cdot p_E \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_E}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (5-6)$$

式中， m 表示质量； t 表示时间； p 表示压力； A 表示出气口； R 表示气体常数； E 表示进气口； T 表示温度； A 表示管横截面； q_w 表示特定的管壁热损失； κ 表示等熵线指数； α 表示流量系数； ψ 表示流量函数。

但是因为状态变化不是等熵发展的，并出现脉冲损失，必须修正这一公式：

$$\frac{dm}{dt} = A_{eff} \cdot p_E \cdot \psi \cdot \sqrt{\frac{2}{R \cdot T_E}} \quad (5-7)$$

与此同时：

$$A_{eff} = \alpha \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (5-8)$$

流量函数 ψ 在低声波范围：

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_A}{p_E} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (5-9)$$

在近声波范围内:

$$\psi = \psi_{\max} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{1}{\kappa+1}} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa + 1}} \quad (5-10)$$

用于修正需要一个稳定的试验测量, 定量测试造成脉冲损失的流动现象的热影响。这一脉冲损失在流体熵的不可逆的条件下反映出来。根据这一原因在不可逆的流动时通过节流点流动的能量流动损失要小于那些在无损失的流动时得出的能量。这一损失借助于流量系数 α 获得, 确定作为实际能量流动与等熵能量之比^[17,18]。

在具有存储作用的节流点上, 例如: 空滤器或发动机气缸中, 应考虑第三个状态矢量 $(p, T, u=0)_V$ (图 5.1-11)。

假设速度 $u=0$ 表明, 出现的流体的动能完全损耗掉。这一状态矢量描述了节流点内部的状态变化。对此的假设前提是, 在每一个时间点及在每一个位置都是能量平衡状态。

如果将发动机气缸作为具有存储作用的节流点, 还应再加上容积腔的内能, 一方面取决于流入及流出质量的焓, 另一方面也取决于传热过程和工作效率:

$$\frac{d(m \cdot u)}{d\varphi} = -p \cdot \frac{dV}{d\varphi} - \sum \frac{dQ_W}{d\varphi} + \sum \frac{dQ_B}{d\varphi} + \sum \frac{dm_E}{d\varphi} \cdot h_E - \sum \frac{dm_A}{d\varphi} \cdot h_A \quad (5-11)$$

在此用于零维模拟发动机燃烧过程, 燃烧的计算公式是韦伯燃烧过程^[17,18,110, 111,112]。

5.1.2 配气机构换气工作原理

气门升程及相位等固定的配气机构设计需在怠速质量、部分负荷时的排放与油耗以及全负荷时的性能之间寻找折中方案。换气过程通过所谓的配气相位图确定, 进排气门的开启及关闭时间是按照曲轴转角给出的。图 5.1-12c (见彩插) 中的配气图显示了以曲轴转角为横坐标的气门升程曲线、气门开启与关闭时刻以及气门重叠角。

气门流通面积 (气门开启面) A_{Ve} 在图 5.1-13 中概括描述。取决于气道直径 d_i (不取决于气门座直径 d_{Ve})、气门升程 s_{Ve} 和气门锥角 α_{Ve} :

$$\text{近似值:} \quad A_{Ve} = \pi d_i s_{Ve} \sin \alpha_{Ve} \quad (5-12)$$

根据通常的定义: $A_{Ve} = \pi s_{Ve} \sin \alpha_{Ve} (d_i + s_{Ve} \sin \alpha_{Ve} \cos \alpha_{Ve})$

用于在理论上设定最大开启面的气门锥角必须满足以下公式:

$$\frac{d_i}{s_{Ve}} \cot \alpha_{Ve} + 3 \cos^2 \alpha_{Ve} - 1 = 0 \quad (5-13)$$

计算得出合理的气门锥角为 $\alpha_{Ve} = 77.5^\circ$ 。但是实际应用中通常采用较小的气门锥角 (45° , 很少为 60°)。气门座处的锥角影响到气体在此处的转向以及在气门座上的流体分离。相反在气门一侧此角度并不关键, 在此处进入的空气气流总是能够

很好地与气门锥面贴合。

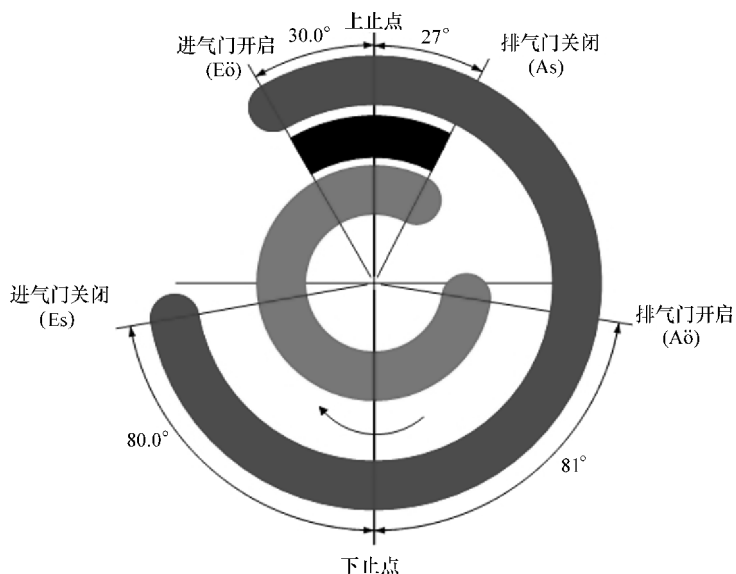


图 5.1-12a 20 世纪 60 年代保时捷 F1 赛车发动机（吸气式发动机）
（大气门重叠角，可用于量产发动机）^[113]

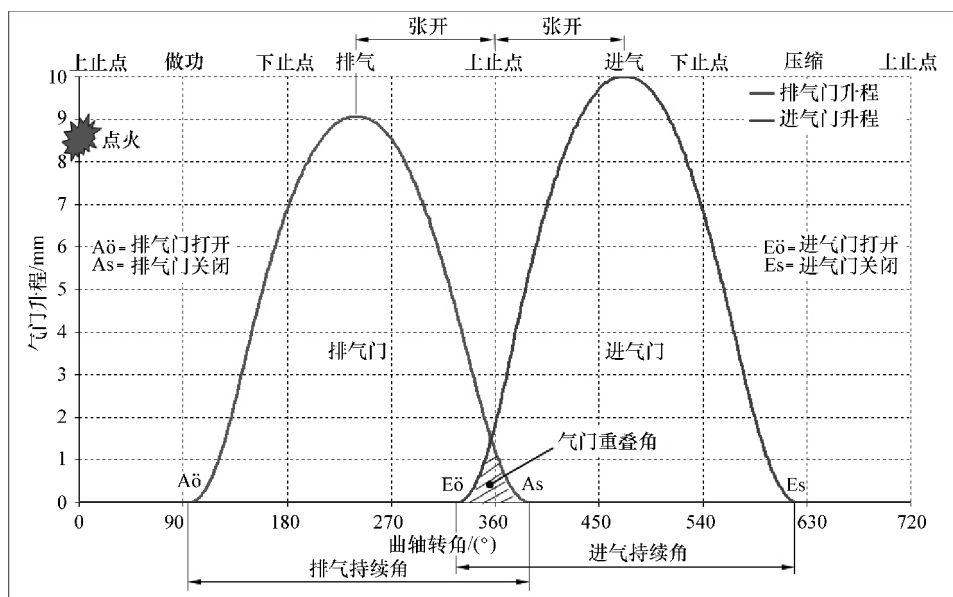


图 5.1-12b 四冲程发动机气门升程曲线

气体流动适用气体动力学的法则，流通能力采用小于 1.0 的流量系数计算。在中等进气流速 w_m 与中等活塞速度 v_m 之间适用 $w_m A_{Ve} = v_m A_k$ 的关系，进气流速应为 60 ~ 70m/s，最大不得超过 100m/s（完全开启，额定功率）。当燃烧后气体压力

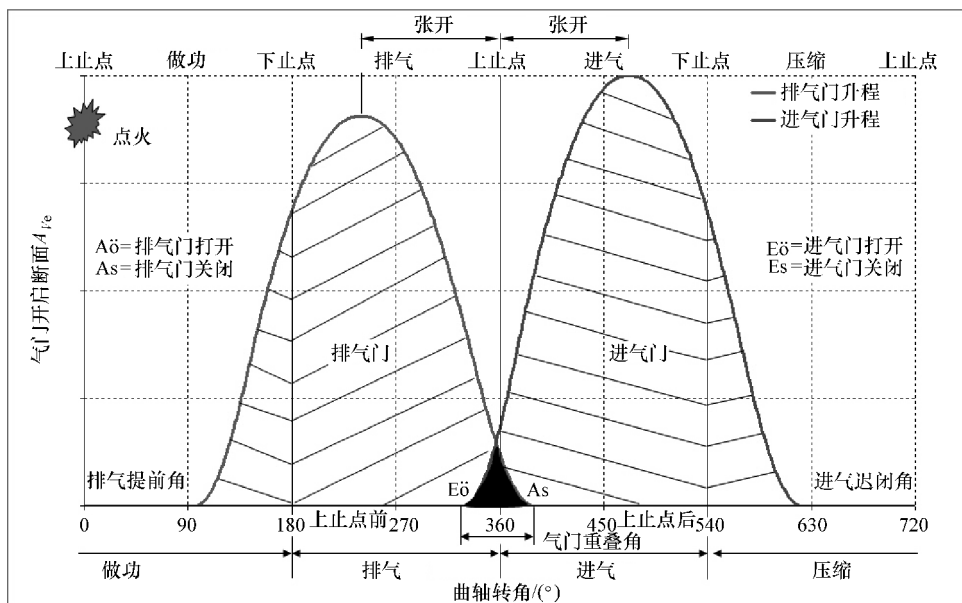


图 5.1-12c 四冲程发动机气门开启断面图

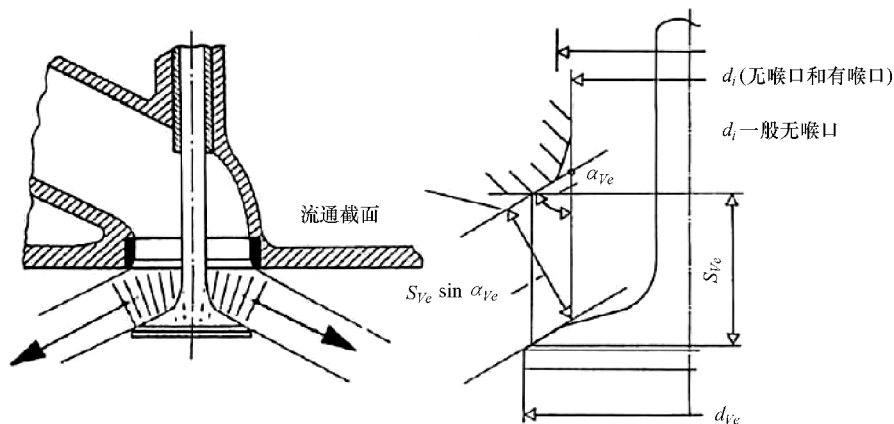


图 5.1-13 气门横截面的定义 (气门开启面的通常定义)

很高以及排气门直径较小的情况下，排气过程的气体动力学应遵循其他准则。

5.1.2.1 气门布置

增加进排气门数量 (从 2 气门到 4 气门) 是考虑到增加进气空气量，提高换气效率以及降低泵气损失功。复杂的气门机构及较高的气门机构运动质量与提高发动机功率是矛盾的。

现在的问题是，确定目前通常采用的每缸 4 气门是否是最佳方案。在文献 [114] 中针对这一问题对 4~7 气门的布置进行了研究。以下的概念是根据这一研究确定的 (图 5.1-14)：

气门面积→每缸气门开启的圆面积

气门开启面→气门开启时的气体流通面积

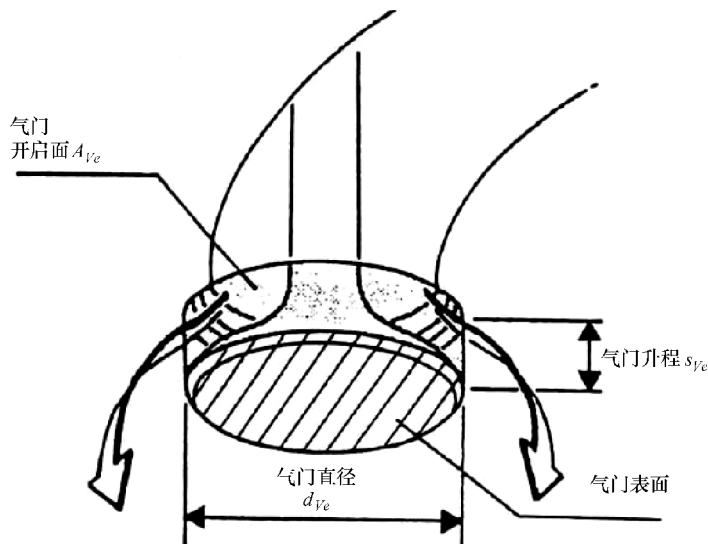


图 5.1-14 气门及气门开启面的定义^[114]

气缸直径相同的前提下，5 气门的布置（3 个进气门）具有最大的气门开启面，目前这一说法是基于考虑保证最佳进气门充气效率（图 5.1-15）。在相同的进气压差下应设定最高的流量能力和最佳的充气效率。在相同的气门开启面时气缸直径在 5 气门时可以比 4 气门小。5 气门紧凑的燃烧室提供了提高发动机性能方面的优点。

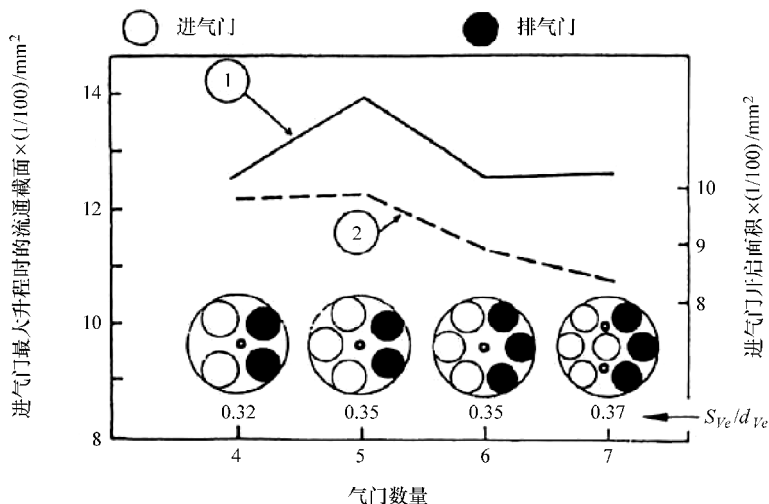


图 5.1-15 气门数量对进气及进气开启面的影响^[113]

在乘用车汽油发动机领域 4 气门得到广泛应用，这主要在于利用 5 气门取代 4 气门达到的性能改善与成本增加相比不再处于一个合理的比例关系之中^[115]。因为对于 5 气门发动机，在缸盖中气门导管以及凸轮从动件的布置空间都非常紧张，4 气门是最佳的折中方案，如同文献 [115] 中得出的评价（表 5.1-1）。

表 5.1-1 每缸 3、4、5 气门的对比评价^[15]

气门数	排名		
	3	4	5
气门横截面/比功率	3	2	1
火花塞位置	3	1	2
挤压面部分	1	2	3
凸轮轴数	1	3	3
气门传动机构/刚性	3	1	1
组件数量	1	2	3
可变控制时间的可能性	3	1	1
废气特性	1	1	1
成本	1	2	3
总分	17	15	17

在美国，商用车柴油发动机很长时间以来采用 4 气门技术。在欧洲这一技术的推行略有延迟。这并不是因为较高的成本造成的，而是由于欧洲商用车应满足较高的比功率、较低的油耗以及较低的排放的要求。

进排气门数量增加在汽油发动机上可以明显降低节流（换气损失）。在进气侧无节流的柴油发动机上，特别是与废气涡轮增压器联系在一起，则不会有相同的效果。但是文献 [116] 中的系统比较证实了商用车柴油发动机吸引人的改进。除了在特性曲线上油耗降低以外， NO_x 排放也急剧下降。与汽油发动机相比，柴油机采用多气门方案后，降低了压力升高率 $dp/d\phi$ ，由此除了降低 NO_x 排放还降低了燃烧噪声。最终还有降低颗粒物排放的趋势。

5.1.2.2 配气机构结构形式

在发动机技术的发展历史中，出现过大量各种各样的气门传动机构（图 5.1-16）。但是在汽车领域直至 20 世纪末一直明显集中在挺柱、推杆及摇臂的形式上。

顶置凸轮轴配气机构的挺柱成列布置在气缸盖中。凸轮轴直接处于挺柱之上并直接操纵气门。挺柱和气门是串联的，即挺柱的质量完全计入运动的质量中。

采用侧置凸轮轴的配气机构，摇臂围绕在凸轮轴与气门之间布置的摇臂轴上转动。旋转点的轴承力大约是弹簧力的两倍。因为摇臂在最大气门升程的位置上改变旋转方向，在小的滑动速度时会出现很大的力，此时摩擦损失相当大。

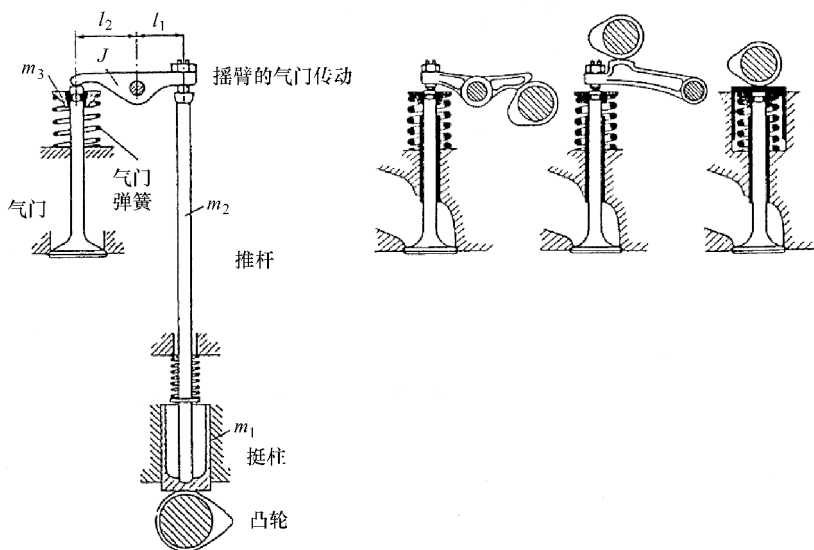


图 5.1-16 左图：通过挺柱、推杆和摇臂的气门传动^[113]；右图：具有顶置凸轮轴的代用方案（摇臂、气门压杆——最新形式为滚轮摇臂以及液压间隙调节器）^[117]

采用气门压杆结构时凸轮运动通过支承在气缸盖上的压杆传递运动。这个所谓的摆动拉杆或压杆根据杠杆比传递凸轮升程，以便使凸轮具有很紧凑的形式。因为摆动压杆在气缸盖上的支撑点上仅进行旋转运动，摆动压杆活动的质量部分相对较小。因此压杆可以设计成非常紧凑及很短的形式。因此这一传动机构特别适用于高转速发动机。

推杆式配气机构在欧洲仅在大型柴油发动机上还有应用，美国在 8 缸发动机上还在不断扩大应用。凸轮轴支承在发动机缸体中。凸轮升程运动通过推杆及摇臂传递到气门上。这一结构形式可以降低发动机整体高度以及实现紧凑的发动机设计。当然无法实现利用相位调节器调节配气机构相位。

不同的配气机构形式需要考虑其摩擦功损失及其动力学特性。

20 世纪 80 年代中期在汽车领域所有气门控制都使用滑动接触的形式。这一滑动接触在较低的转速时由于滑动摩擦体现出较高的摩擦损失。另外因为气门弹簧力的大小直接取决于配气机构当量质量的总和，配气机构的不同方式影响到发动机摩擦功损失。图 5.1-17 中列举了采用挺柱、推杆、压杆及摇臂机构的配气机构凸轮轴驱动转矩。此处滚轮摇臂显示出最低的摩擦损失。滑动接触时摩擦损失很大程度受到机油黏度以及机油温度的影响（图 5.1-18，见彩插）。挺柱式配气机构的摩擦损失功率在热机时对油耗有较大影响，相反在“冷机”时机油黏度降低使滑动摩擦区域中的摩擦系数减小。

根据这一原因，在 20 世纪 80 年代日本三菱公司以及随后德国宝马公司都大批量使用了滚轮从动件的气门驱动机构形式。

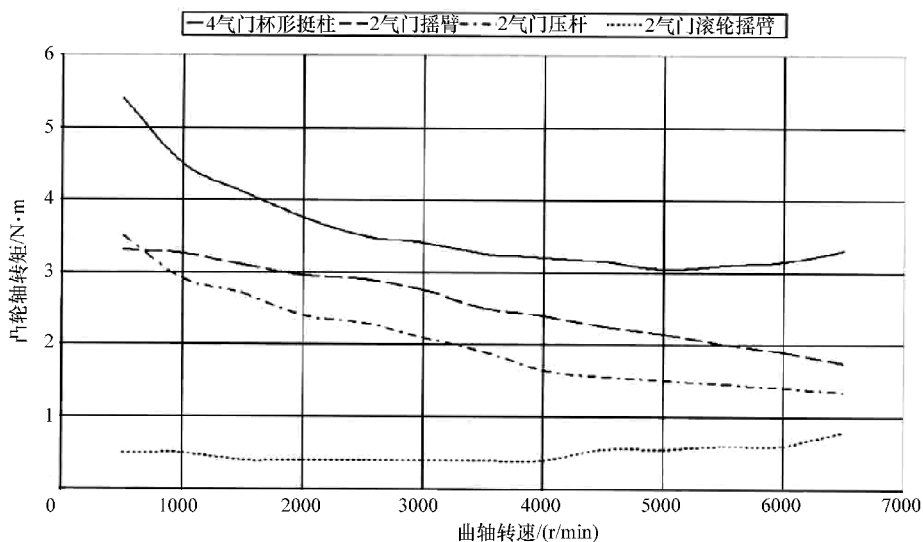


图 5.1-17 不同配气机构的凸轮轴转矩

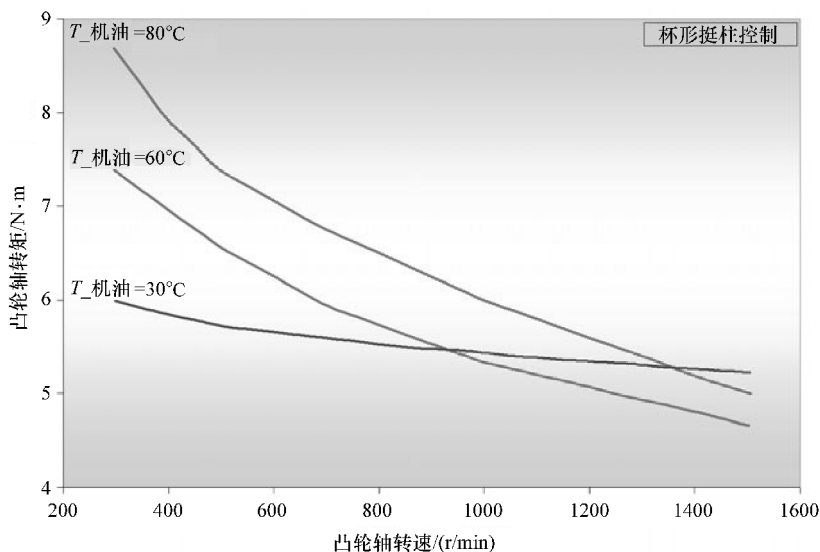


图 5.1-18 温度对气门机构驱动力矩的影响

此时滚轮摇臂不再是通过滑动摩擦面传递运动（图 5.1-16），而是通过滚轮与凸轮轴进行接触（图 5.1-19 和图 5.1-20，见彩插），滚轮用滚针轴承支承在摇臂轴上。

利用滚轮摇臂这一结构可以明显降低凸轮轴驱动转矩（图 5.1-17），并且不受机油温度影响。同时考虑运动质量较低的优点导致在欧洲几乎所有在 2000 年后投产的新发动机都使用了这一结构。

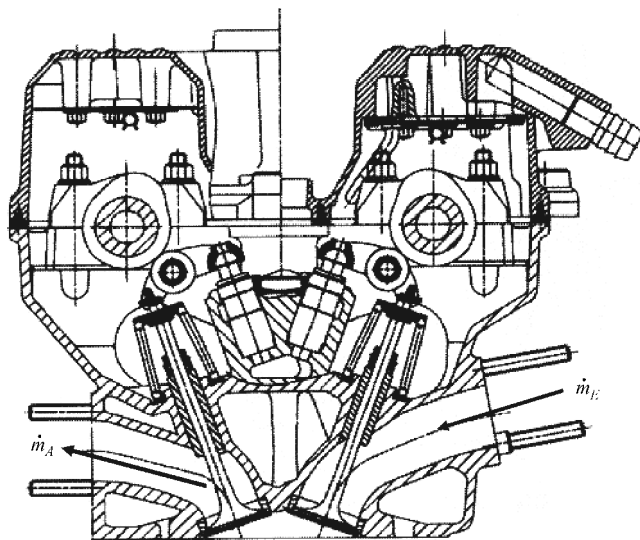

 图 5.1-19 滚轮摇臂式配气机构^[13]


图 5.1-20 INA 公司的液压气门间隙调节器

5.1.2.3 液压间隙调节器

配气机构可以装备一个液压间隙调节器。因为在铝制气缸盖中当受热时缸盖明显比由奥氏体钢制的气门膨胀得快，因此必须在气门传动链之间设定一定的间隙，

或者使用一个液压控制的间隙调节器。

配气机构也可以采用液压挺柱形式（图 5.1-20）。当然这也提高了气门机构运动质量，在滚轮摇臂上的液压间隙调节器是静止的，因此不论液压间隙调节器本身还是液压间隙调节器中的机油都未直接参加配气机构的运动。

5.1.2.4 气门

气门在配气机构中是一个很重要的零件（图 5.1-21）。气门由头部及杆部构成。与燃烧室的密封通过气门头部锥面及气门座支承面接触密封来实现。直接在气缸盖材料上加工的气门座——只有在灰铸铁气缸盖上是可能的——当今在汽车发动机应用上已不再能满足要求。气门通过气门杆在气门导管中导向，气门导管在铝气缸盖上是压入的。

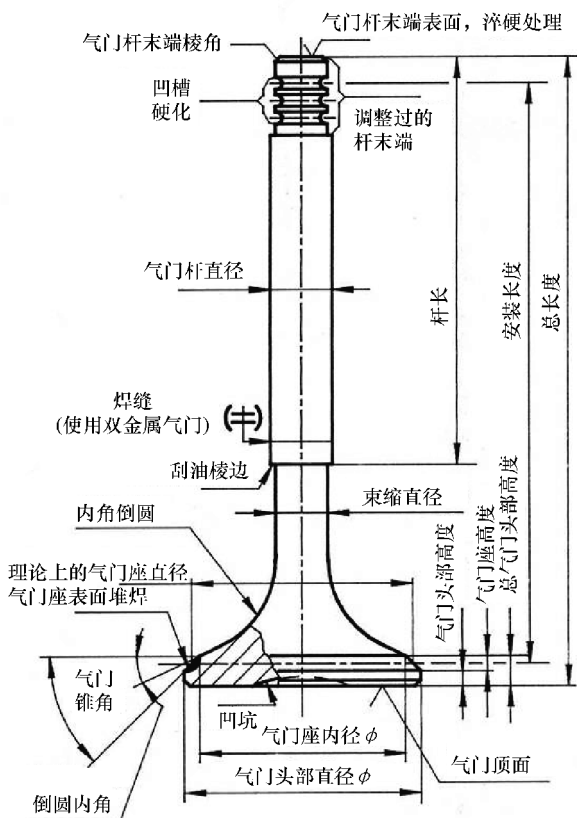


图 5.1-21 带有结构特征说明的气门图^[118]

气门座圈及导管的装配会在气缸盖上造成变形，因此缸盖的设计与加工应考虑到这一变形影响，避免在座圈及导管装配后进行返工。气门小头端的凹槽用以安装气门锁块，气门弹簧座通过锁块连接到气门杆上，锁块的外锥面与弹簧座的内锥面贴合在一起。锁块可以分为“夹紧的”和“未夹紧的”两种形式。后者在装配状

态时在两片锁块之间有一个纵向间隙,这种连接允许气门在锁块中自由旋转。为了保障气门传力可靠,可以在气门杆小头部加工多个锁块槽,同时此处气门杆部的锁块槽应进行淬火处理。

镀铬的气门杆部与气门导管很紧地配合在一起。较小的气门与导管间隙可以保证良好的导热。气门导管可以保证气门相对气门座的对中性。在气门导管上面固定气门油封,用于阻止润滑油流入到燃烧室中,并且保障气门杆可以实现足够的润滑。

为了使气门能够均匀地承受热负荷并避免燃烧物的沉淀,特别是针对承受很高热负荷的排气门,可以使用气门旋转装置。气门旋转装置的功能可以在气门开启或关闭时激活^[118]。

对于承受很高热负荷排气门,应考虑特殊材料及特殊的结构形式。气门材料包括从高合金 CrSi 钢以及高合金 CrMoV、CrMnNi、CrMnNiNb 或 CrMnMo 钢直至镍基合金(很少用于乘用车及商用车发动机)。当最高热负荷明显偏高时(温度至 1000℃)应在气门头部堆焊斯太立特合金,以取代通常的头部淬火工艺。特殊的结构形式,例如所谓的双金属气门,即气门头部及杆部使用两种不同的材料组合在一起(电阻对焊),或者中空充钠气门,应用于更高的散热需求。在 100℃ 以下液态填充的钠具有“流动特性”,由此可以使热量由气门头部传递到气门杆部,并由杆部传递给气门导管,这样使气门具有很好的热传导特性。

气门座圈的材料也要求高耐磨强度、高耐热性以及良好的导热性,同时也要求具有高温耐蚀性及自润滑能力。气门座圈应用离心铸造或利用粉末冶金工艺制成。离心铸造气门座圈由灰铸铁、钢及特种合金钢构成,主要应用于柴油发动机。汽油发动机用气门座圈大多为粉末冶金材料。粉末冶金材料根据其粉末冶金工艺的可能性可以是多样化的。包括从低合金烧结钢直至富含 Co、Cr、Mo、Ni、Mn 的铁基材料以及含有固体润滑剂的高耐磨材料(无铅工作),在烧结材料中为了提高导热能力可以渗铜。

气门座承受气门落座产生的冲击负荷。为了避免气门在气门座上的冲击,必须限定气门的落座速度,一般气门落座速度限定在 1m/s 以下。

与中空气门配对的气门导管可以使用磷化合金灰铸铁、青铜或含有固体润滑剂的烧结钢合金材料。传统的气门座圈材料缺点是当气门座圈压入缸盖后,由于间隙的存在造成气门座圈与气缸盖基础材料之间的热传导的阻碍。使用新开发的具有镍、铁、硼和硅高含量的铜基材料并采用局部激光粉末涂层工艺可以避免这一缺陷,因为采用这种工艺后阀座材料可以与气缸盖基础材料产生金属化合。这一方法在日本已经用于批量生产^[119]。

气门、气门弹簧座及气门锁块等零部件一起完成整个气门的开启与关闭运动,每个零件质量都计入气门机构的运动质量中,因此这些零件正在承受很高的轻量化压力。例如在汽车工业中量产气门杆的直径由 1989 年的 7mm 历经数年的改进已

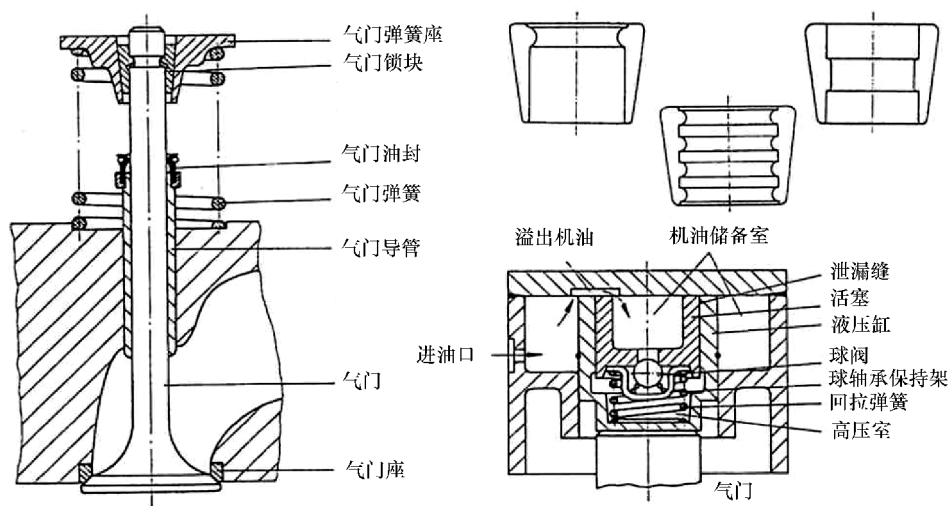


图 5.1-22 气门组件 (左) 与液压挺柱 (下右); 原理描述^[120];
气门锁块夹紧 (右上) 及未夹紧 (下面)^[118]

降低至 2005 年的 5mm, 气门头部及气门弹簧座也明显减轻了重量 (表 5.1-2)。为此开发的中空气门及钛铝气门都大幅降低了运动质量, 当然目前还仅“量产”用于高转速发动机。

表 5.1-2 气门重量的发展

	1990	1992	2002	2005	空心气门	钛铝气门	钢板气门
气门杆直径/mm	7	6	6 (5)	5	6	6	6
重量/g	62	48	42	38		26	
气门弹簧座重量/g	18			3			

所谓的钢板气门由成形钢板件制成。利用这一结构可以实现如同钛气门的重量范围, 但是成本却明显更低。

在高转速摩托车发动机上, 5mm 的气门杆直径已经应用很久了, 新的高转速发动机使用杆直径为 4.5mm 及 4mm 的气门, 以便降低运动质量。

5.1.2.5 凸轮

5.1.2.5.1 凸轮型线设计

凸轮型线及其数学描述在文献 [113] 中非常详尽地进行了描述。基本上分为两种凸轮, 凸轮型线包括基圆、凸轮工作面及凸轮顶圆弧。

圆弧凸轮→在单个圆弧扇面的过渡上 (极限情况为直的) 具有凸轮形状的不连续性, 会造成加速跃变。由此产生的冲击力会影响到气门的升程性能并会激发气门机构的噪声。

无冲击凸轮→凸轮具有持续改变的曲率半径。目前已取代圆弧凸轮 (图

5.1-23)。

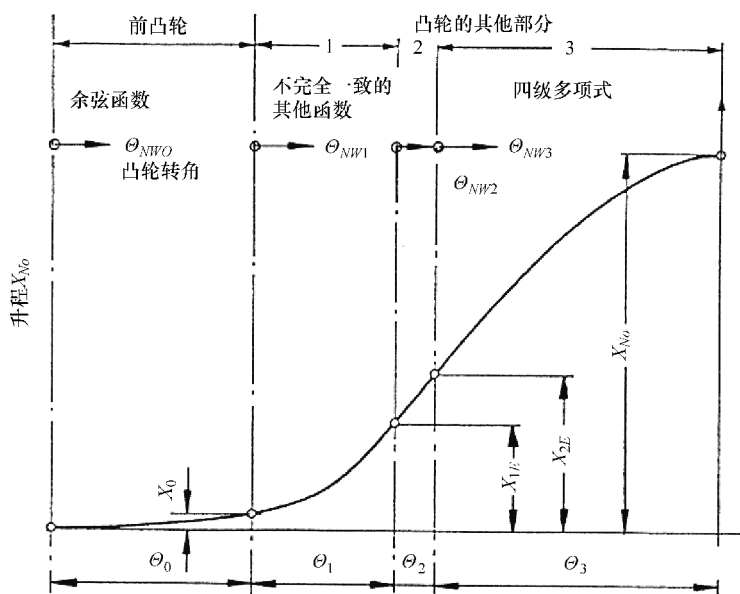


图 5.1-23 带有计算规则的无冲击凸轮的定义^[113,121]

用于无冲击凸轮升程函数的起点由前段函数的终点开始，设计时应选择多项式等适合的函数（三角函数，多项式）^[121,113,120]。设计凸轮型线时要满足配气机构动力学特性要求，要保证升程、速度及加速度的连续性（图 5.1-26）。

借助于计算机支持可以进行凸轮升程函数的确定以及通过气门机构运动学来计算凸轮型线。

图 5.1-24 显示了凸轮几何形状，此处的示例为技术修改过的圆弧凸轮，以下

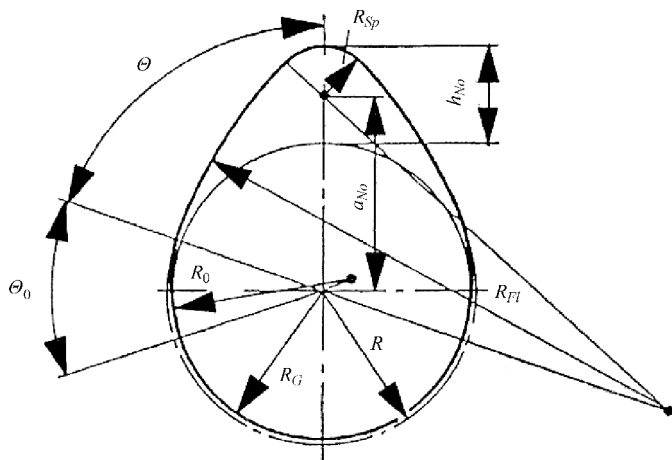
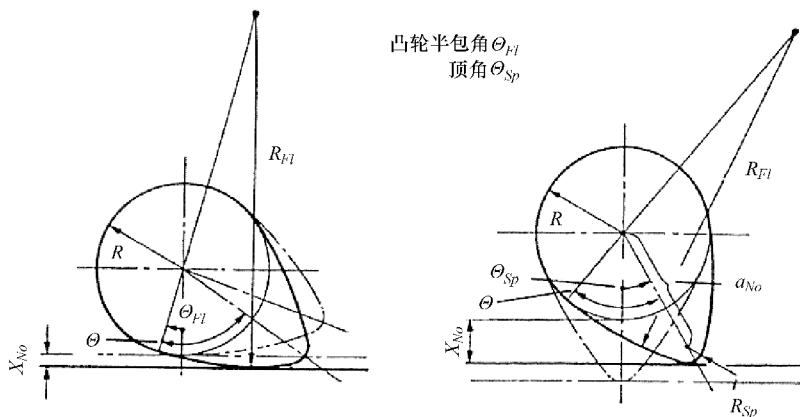


图 5.1-24 顶端为圆弧的凸轮的几何形状

是凸轮轴设计通常使用的术语：

- 基圆半径 R_G
- 凸轮曲率半径 R_0
- 半径 $R =$ 基圆半径 $R_G +$ 前凸轮高度 h_0 (气门间隙)
- 腹弧半径 R_{Fl}
- 顶弧半径 R_{Sp}
- 凸轮升程 h_{No}
- 基圆半径/顶尖半径凹口点的间隔 a_{No}
- 半作用角 θ_0



$$\theta = \theta_{Fl\max} + \theta_{Sp\max} \cdot \sin \theta_{Fl\max} = \frac{a_{No} \sin}{R_{Fl} - R_{Sp}}$$

挺杆升起	侧面	尖端
$x_{No} =$	$(R_{Fl} - R)(1 - \cos \theta_{Fl})$	$a_{No} \cos \theta_{Sp} + R_{Sp} - R$ $= h_{No} - a_{No}(1 - \cos \theta_{Sp})$
$\dot{x}_{No} =$	$\omega(R_{Fl} - R) \sin \theta_{Fl}$	$\omega a_{No} \sin \theta_{Sp}$
$\ddot{x}_{No} =$	$\omega^2(R_{Fl} - R) \cos \theta_{Fl}$	$-\omega^2 a_{No} \cos \theta_{Sp}$

图 5.1-25 平面从动件凸轮与挺柱关系式^[113]

带有变量 θ_{NW_i} 的单个步骤 θ_i 的凸轮升程函数 (挺柱及气门升程)

$$\begin{aligned}
 x_{No0} &= x_0 [1 - \cos(\pi \theta_{NW0}/2\theta_0)] && \rightarrow \dot{x}_{No0}, \ddot{x}_{No0} \\
 x_{No1} &= x_0 + c_{11} \theta_{NW1} - c_{12} \sin(\pi \theta_{NW1}/\theta_1) && \rightarrow \dot{x}_{No1}, \ddot{x}_{No1} \\
 x_{No2} &= x_{1E} + c_{21} \theta_{NW2} + c_{22} \sin(\pi \theta_{NW2}/2\theta_2) && \rightarrow \dot{x}_{No2}, \ddot{x}_{No2} \\
 x_{No3} &= x_{2E} + c_{31} (\theta_3 - \theta_{NW3})^4 - c_{32} (\theta_3 - \theta_{NW3})^2 + c_{33} && \rightarrow \dot{x}_{No3}, \ddot{x}_{No3}
 \end{aligned} \tag{5-14}$$

x_0 关系到前凸轮高度 h_0 ；首先在过渡点上的升程必须同样大，并且必须达到最大升程 x_{No} 。用这一边界条件得出：

$$\begin{aligned}x_{1E} &= x_0 + c_{11}\theta_1 \\x_{2E} &= x_{1E} + c_{21}\theta_1 + c_{22} \\x_{No} &= x_{2E} + c_{33}\end{aligned}\quad (5-15)$$

对此的普遍条件为

$$x_{Noi}(\theta_i) = x_{Noi+1}(0) \quad (5-16)$$

而且速度及加速度也必须符合过渡点：

$$\dot{x}_{Noi}(\theta_i) = \dot{x}_{Noi+1}(0) \text{ 及 } \ddot{x}_{Noi}(\theta_i) = \ddot{x}_{Noi+1}(0) \quad (5-17)$$

利用这一附加边界条件可以确定常数 c_{ij} ，此时可以用前凸轮范围的最终速度以及用于凸轮面及凸轮尖范围的加速度给出最大允许值。

在按图 5.1-23 的无冲击的凸轮上与圆弧凸轮相对凸轮的曲率半径是间接通过已定义的升程函数确定的。以下应注意：

凸轮面圆弧必须是正的（由于加工原因）。

由于受到许用接触应力的限制，凸轮最小曲率半径不应小于如下限值：

基圆半径 + 气门间隙：

$$R = a_{No} \cos \theta + R_{Fl} \pm \sqrt{a_{No}^2 \cos^2 \theta + (R_{Fl} - R_{Sp})^2 - a_{No}^2} \quad (5-18)$$

前凸轮区域的曲率半径：

$$R_0 = \frac{(R_{Fl} - R)^2 + R_G^2 - R_{Fl}^2 + 2(R_{Fl} - R)R_G \cos \theta_0}{2[R_G - R_{Fl} + (R_{Fl} - R) \cos \theta_0]} \quad (5-19)$$

$$\text{侧面半径: } R_{Fl} = \frac{a_{No}^2 + R^2 - R_{Sp}^2 - 2a_{No}R \cos \theta}{2[R - R_{Sp} - a_{No} \cos \theta]} \quad (5-20)$$

凸轮尖半径：

$$R_{Sp} = \frac{R(R_{Fl} - R - h_{No}) - h_{No}^2/2 - (R_{Fl} - R)(R + h_{No}) \cos \theta}{R_{Fl} - R - h_{No} - (R_{Fl} - R) \cos \theta} \quad (5-21)$$

凸轮升程：

$$h_{No} = R_{Fl} - R + a_{No} \pm \sqrt{a_{No}^2 + (R_{Fl} - R)^2 + 2a_{No}(R_{Fl} - R) \cos \theta} \quad (5-22)$$

对于“谐波凸轮”，挺柱与气门升程以及加速度在凸轮面及尖角处的公式中可以相消，并给出如下曲率半径：

$$\begin{aligned}R_{Fl} &= R_G + x_{No}(\theta_{NW}) + \frac{\ddot{x}_{No}(\theta_{NW})}{\omega^2}, \theta_{NW} = \theta_{Fl} \text{ 及} \\R_{Sp} &= R_G + x_{No}(\theta_{NW}) + \frac{\ddot{x}_{No}(\theta_{NW})}{\omega^2}, \theta_{NW} = \theta_{Sp}\end{aligned}\quad (5-23)$$

式 (5-23) 仅适用于平面挺柱。此外应由曲率普遍的数学定义出发。用于参数描述中的任意函数 $x(\phi)$ 、 $y(\phi)$ ，其中 $x(\phi) = R(\phi) \cos \phi$ 及 $y(\phi) = R(\phi) \sin \phi$ ，

曲率半径应如下计算：

$$R_K = \frac{\sqrt{\left[\left(\frac{dx}{d\varphi}\right)^2 + \left(\frac{dy}{d\varphi}\right)^2\right]^3}}{\frac{dx}{d\varphi} \frac{d^2y}{d\varphi^2} - \frac{dy}{d\varphi} \frac{d^2x}{d\varphi^2}} = \frac{\sqrt{\left[R(\varphi)^2 + \left(\frac{dR(\varphi)}{d\varphi}\right)^2\right]^3}}{R(\varphi)^2 + 2\left(\frac{dR(\varphi)}{d\varphi}\right)^2 - R(\varphi) \frac{d^2R(\varphi)}{d\varphi^2}} \quad (5-24)$$

考虑到带有半径 R_{St} 的滚柱挺柱以及推杆的球形接触面 $R(\phi)$ 应作为局部矢量解释，其总和相当于凸轮轴与挺柱旋转中心以及球形接触面之间的瞬态间距。曲率半径 R_K 是由矢量描述的轨迹的曲率半径，它是凸轮和挺柱曲率半径的综合。适用于：

$$\varphi = \theta_{NW}, R(\theta_{NW}) = R_G + x_{No}(\theta_{NW}) + R_{St} \text{ 和 } R_{Fl} \text{ 及 } R_{Sp} = R_K - R_{St} \quad (5-25)$$

代入式 (5-24) 和式 (5-25) 可以计算凸轮的曲率半径。

凸轮型线与气门升程意义不同。其传动关系由以下因素得出：

- 平面或滚柱挺柱从动件、推杆及摇臂。
- 液压间隙调节器及滚轮摇臂。
- 摇臂比。
- 气门机构的几何位置。

谐波凸轮升程、速度及加速度计算应满足式 (5-26) 和式 (5-27)，同时为了保证最低的凸轮轴转矩及接触应力，应确定合适的滚轮直径。

$$\dot{x}_{No}(\theta_{NW}, \omega) = \frac{dx_{No}}{d\theta_{NW}} \frac{d\theta_{NW}}{dt} = \omega_{NW} \frac{dx_{No}}{d\theta_{NW}} \quad (5-26)$$

$$\ddot{x}_{No}(\theta_{NW}, \omega) = \frac{d}{d\theta_{NW}}(\dot{x}_{No}) = \omega_{NW}^2 \frac{d^2x_{No}}{d\theta_{NW}^2} \quad (5-27)$$

下标 “No” 并不仅仅关系到凸轮，而且也与凸轮从动件关联在一起，关系到气门升程函数。这一下标首先作用于挺柱升程。在液压挺柱上它直接相当于气门升程。在气门压杆上同样看成气门升程，此时可能具有复杂的运动学关系。气门在摇臂上大多看成凸轮方面的提升。凸轮及挺柱的升程、速度和加速度在图 5.1-26 中进行了说明，这里描述一个圆弧凸轮，并具有不连续的过渡连接。类似的情况也用于无冲击凸轮（图 5.1-27）。在图 5.1-27 中可以明显看出在速度与加速度曲线中的不同。

5.1.2.5.2 凸轮型线设计程序

目前的凸轮型线都是在专用的程序中计算，例如：在 VENTIL 或 Camshaft Design System 中进行设计。此时气门加速度曲线应利用确定的面积、高度及形状以进行设计。

在程序中对正加速度段 F_1 、 F_4 以及负加速段 F_2 、 F_3 进行分析比较，加速度曲线的两倍积分是气门升程曲线（图 5.1-28，见彩插）。

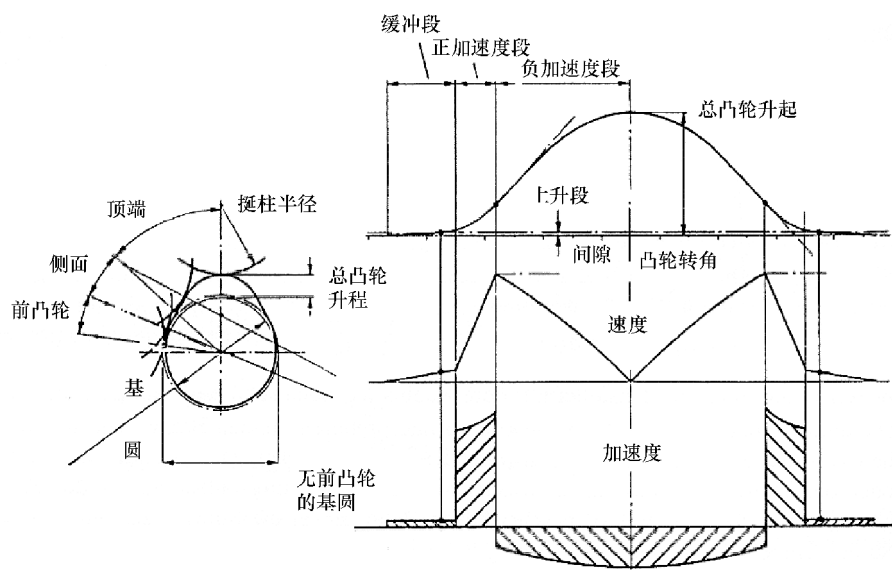


图 5.1-26 凸轮从动件的升程、速度及加速度（此处凸轮与挺柱面接触；凸轮为修复后的圆弧凸轮，通过一个不连贯的过渡表示）；原理描述引自文献 [113]

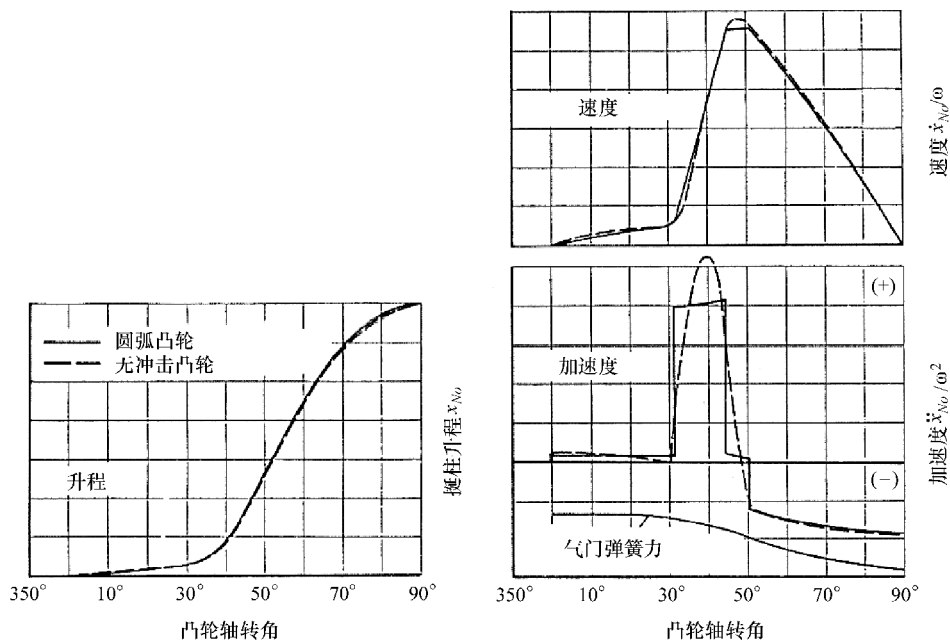


图 5.1-27 圆弧形凸轮以及无冲击凸轮之间速度及加速度^[113]

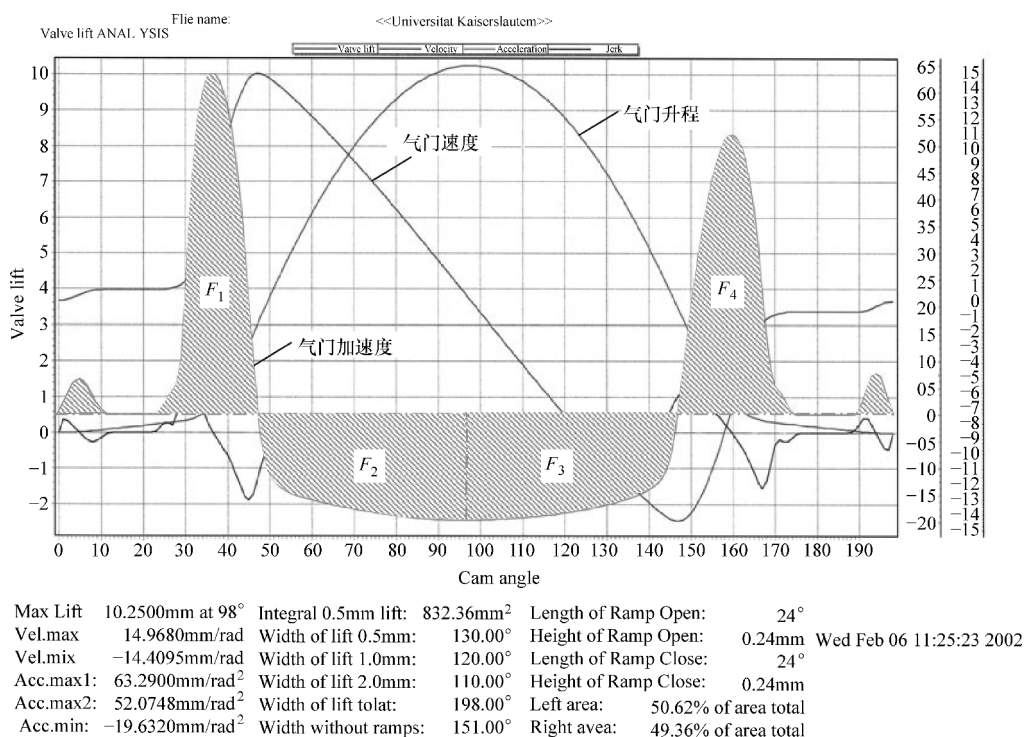


图 5.1-28 加速度曲线

5.1.2.6 气门弹簧

5.1.2.6.1 气门弹簧力设计

气门弹簧一方面要能够保证气门关闭时的密封性，另一方面要保证凸轮及从动件处于接触状态。因此气门弹簧力要大于气门机构的惯性力。图 5.1-16 是包括挺柱 (m_1)、推杆 (m_2) 和摇臂 (J) 及气门弹簧与弹簧座 (m_3) 的气门机构。采用液压挺柱的气门机构气门侧的当量质量不包括挺柱 (m_1)、推杆 (m_2) 及摇臂 (J)，但液压挺柱的质量应加于 m_3 中。传动比为 l_2/l_1 时，气门侧的当量质量计算如下：

$$m_{Vered} = m_3 + (m_1 + m_2) \left(\frac{l_1}{l_2} \right)^2 + \frac{J}{l_2^2} \quad (5-28)$$

$$m_{Vered} = m_1 + m_2 + m_3 \left(\frac{l_2}{l_1} \right)^2 + \frac{J}{l_1^2} \quad (5-29)$$

如果忽略在气门弹簧上作用的气体力，则代入弹簧预紧力 F_{FV} 和弹簧常数 c_F ：

$$m_{Nored} \ddot{x}_{No} + (F_{FV} + c_F x_{Ve}) i = m_{Nored} \ddot{x}_{No} + F_{FV} i + c_F x_{No} i^2 = 0 \quad (\text{传动比: } i = l_2/l_1) \quad (5-30)$$

$x_{Ve} = x_{No} i$ 是气门升程。用于相对于气门弹簧出现最大加速度的凸轮顶位置， $x_{No} =$

h_{No} (凸轮升程; 忽略气门间隙) 以及 $x_{No} = -C\omega^2$, 此时 C 取决于凸轮形状。以此计算极限转速为

$$\omega_g = \sqrt{\frac{F_{FVi} + c_F h_{No} i^2}{C m_{Nored}}} (n_g = \omega_g 30 / \pi \text{ 单位为: r/min}) \quad (5-31)$$

力 $F_{No} = F_{Fred} + m_{Nored} \ddot{x}_{No}$ 作用在凸轮上。气门弹簧必须具有足够的裕度, 该裕度数值取决于凸轮型线的加速度、气门机构的刚度以及发动机超速范围, 一般该值应设计为 30% ~ 50%。此时凸轮与挺柱之间的接触应力根据经验应保持小于 200 N/mm² (适用于“谐波凸轮”)。在凸轮尖处接触应力较大, 此处的接触应力应根据凸轮及从动件曲率半径计算。气门弹簧力及气门机构惯性力如图 5.1-29 所示。

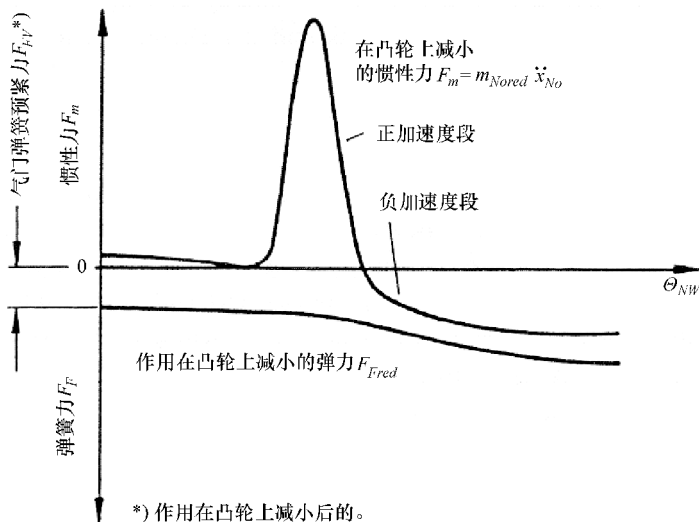


图 5.1-29 气门弹簧力及气门机构惯性力 (简要图示)

5.1.2.6.2 气门弹簧计算

气门弹簧通常为圆柱形弹簧, 在交变载荷作用下承受弯曲及扭转变形, 弹簧的扭转负荷应在弹簧材料的许用疲劳强度范围内。气门弹簧是一个具有振动能力的零件, 弹簧的颤振应尽量小, 避免与凸轮运动的谐振重合而产生共振。

$$\tau_{Tmax} = \tau_{TV} + 2\tau_{TA} = \tau_{Tm} + \tau_{Ta}$$

$$\text{其中 } \tau_{T...} = \frac{8\xi F_F D_F}{\pi d_F^3} \quad (5-32)$$

式中, τ_{TV} 是弹簧的预紧力; τ_{Tm} 是平均应力; τ_{Ta} 是应力振幅。这两个数值用于根据气门弹簧供应商的疲劳强度图来评价疲劳强度。所给出的用于扭转应力的计算公式适用于圆柱形螺旋弹簧。 F_F 为弹簧力, D_F 是平均弹簧中径以及 d_F 是弹簧钢丝的直径。 $\xi = 1 + 5/4d_F + 7/8 (d_F/D_F)^2$ 是用于考虑弹簧内径应力增加的校正系数。由有效圈数 i (尽可能为 0.5 的奇数倍)、弹性模量 G 和螺旋弹簧的外径可以给出

弹簧刚度:

$$c_F = \frac{Gd_F^4}{8iD_F^3} \quad (5-33)$$

弹簧有效质量可根据弹簧圈数、弹簧钢丝直径、材料密度 ρ 以及平均弹簧中径近似计算:

$$m_F \approx \frac{\pi^2}{4} \rho i D_F d_F^2 \quad (5-34)$$

利用弹簧刚度及有效质量可以估计气门弹簧的固有频率。计算有效质量时应考虑到弹簧与缸盖接触的一圈簧丝是不随气门开关而运动的, 只有与弹簧座接触的那圈簧丝才与气门一样进行完全的升程运动, 往下的每一圈簧丝的升程都将逐渐下降。应根据这一状态确定弹簧的质量系数 μ 。气门弹簧质量系数 $\mu = 1/3$, 两侧自由振动的弹簧 $\mu = 1/12$ 。单弹簧的固有频率适用计算式 (5-35a) 为

$$\omega_e \approx \sqrt{\frac{c_F}{\mu m_F}} = \frac{d_F}{i\pi D_F^2} \sqrt{\frac{G}{2\mu\rho}} \quad (5-35a)$$

$$\text{或者 } \omega_e = \frac{d_F}{iD_F^2} \sqrt{\frac{G}{2\rho}} \quad (5-35b)$$

相应的凸轮轴转速为 $n_e = \omega_e 30/\pi$ 。考虑到弹簧固有频率精确的计算, 应考虑弹簧本身的有效质量, 而不仅仅是单质量振动器。固有频率由一维“波动方程式”的解法得出。在文献中此处大多使用式 (5-35b) [113] 得出用于自由振动或在弹簧两端受负载的振动结果 (基础振动)。与质量系数 $\mu = 1/12$ 联系在一起式 (5-35a) 是可以作为近似的算法。两个公式的系数差异在于 $\mu^{-0.5}/\pi = 1.1027$ 。事实上气门弹簧的每一圈簧丝都在进行振动, 因此弹簧具有许多固有频率, 其中最低的固有频率与凸轮轴的旋转激励具有较小的间隔。固有频率通过级数 $1=1、2、3$ 进行标识。激励频率及激励振幅利用气门开启的傅里叶级数展开近似计算。在气门开启过程中的簧丝振动可分解为随凸轮轴转速变化的单个正弦振动以及具有基础频率的整数倍的相关激励振幅, 并将其称为 i 序的谐波。气门弹簧发生共振后弹簧的激励振幅应叠加到动态扭转应力计算中。

当激励力频率与弹簧固有频率成一定倍数关系时, 气门弹簧便出现共振。因此弹簧最低的固有频率应相当高, 经验显示, 为了避免气门弹簧的共振, 弹簧的固有频率应约为凸轮轴最高转速的 $8 \sim 10$ 倍 [120]。

5.1.2.7 凸轮轴

凸轮轴材料与制造工艺

乘用车及商用车发动机用凸轮轴材料通常包括非合金碳钢、调质钢以及铸铁。可以模锻或者由合金铸铁或白口铸铁 (莱氏体冷硬铸铁组织在边缘区的产物——“白口”) 浇铸而成。凸轮一般需要淬火来提高硬度, 淬火工艺可以使用表面淬火或火焰淬火。挺柱、摇臂等凸轮从动件接触面的材料特性必须与凸轮的材料匹配。

在很高的负荷时凸轮从动件表面可以钎焊硬金属片。新近发现的陶瓷材料对于提高许用接触应力也具有意义。

凸轮淬火后通过表面磨削获得其最终的凸轮轮廓形状。这种加工工艺大多使用凸轮仿形加工方法。

越来越多的“组装式”凸轮轴在量产发动机上得到应用。凸轮和轴为分离的部件，目前有许多将其组装在一起的方案，但尚无法做到精确的连接，因此还不能节省凸轮和轴的磨削工序。除了已知的凸轮材料，还可以使用粉末冶金以及烧结锻造材料。凸轮既可使用热压套装，也可以借助于机械滚花、焊接及其他啮合方式与轴进行连接。连接技术必须保证高质量、低成本以及凸轮位置的精确。

凸轮轴在正常负荷下可直接支承在铝气缸盖上。只有在特别高的轴承负荷时应使用特殊的凸轮轴衬套，这主要用于商用车发动机上。

5.1.3 可变气门正时换气工作原理

固定配气正时的发动机只能在怠速质量、最大功率和排放之间寻求最佳的折中方案，因为在发动机负荷及转速范围内气门重叠角都是预先设定好，并且是不可改变的，残余废气量在部分负荷时不能最佳地进行控制。通过改变进气门的正时（图 5.1-30，见彩插）就可以避免新鲜气体由气缸回流到进气道，并可以在发动机高转速范围获得最大功率及在低转速范围获得最佳的转矩（图 5.1-32）。

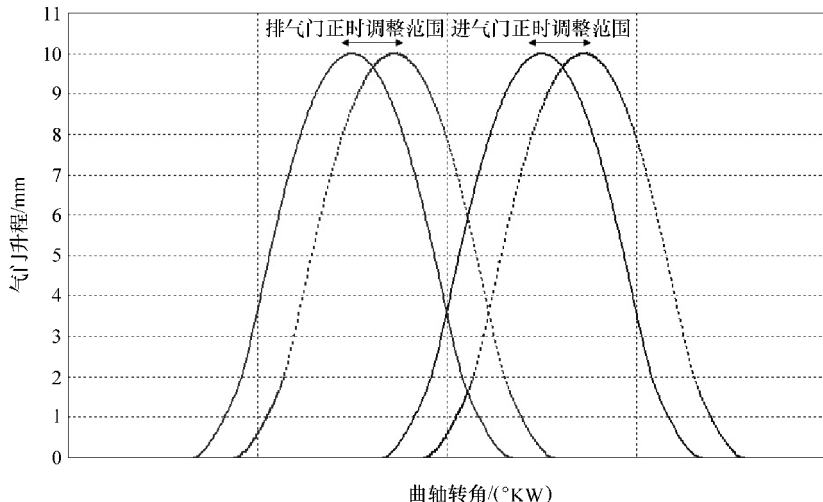


图 5.1-30 可变配气正时调整图

发动机部分负荷时通过调整气门重叠角可以明显地降低氮氧化物的排放并可以降低油耗（图 5.1-31，见彩插）。

可变正时原理描述如下：

- 提前关闭进气门可以提高发动机低速时的转矩。

- 推迟关闭进气门可以提升发动机高转速范围的功率。
- 增加气门重叠角虽然可以降低 NO_x 排放，但同时会导致怠速稳定性下降。

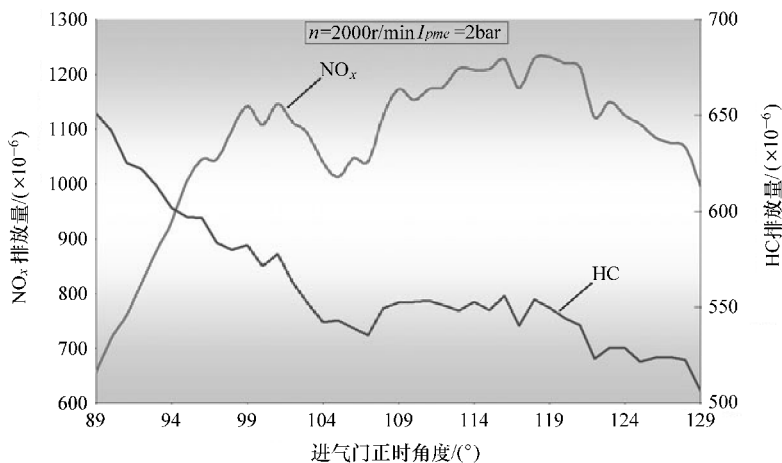


图 5.1-31 调整气门正时对 HC 和 NO_x 排放影响

目标	气门正时控制特征
更大的额定功率	排气上止点 进气门较晚关闭 进气门和排气门长时间处于打开状态
在低转速范围内有更大的转矩	排气上止点 进气门较早关闭
改善怠速稳定性	排气上止点 没有气门重叠

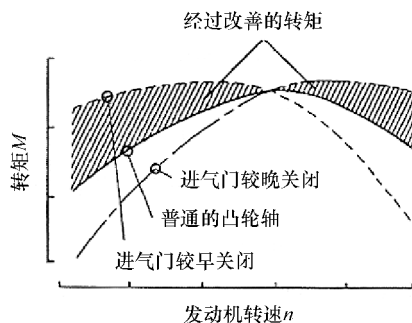


图 5.1-32 可变气门正时（进气端）对发动机转矩的影响^[123,124]

发动机由低转速至高转速全负荷工况，其进气门的正时应为“迟”→“早”→“迟”。发动机怠速时，气门重叠角应尽量小，以保持怠速的稳定性；发动机中低转速时，节气门开度增加，为了增加发动机转矩，进气门需要提前关闭，以防止进气倒流回进气道；发动机高转速时应推迟进气关闭角，以利用进气压力波作用来提高进气空气量。

发动机怠速时推迟进气门关闭、发动机中低转速加大气门重叠角以及高转速全

负荷时较小的气门重叠角对发动机产生负面影响,但其危害较小,在相位调整时须被动接受。发动机电控单元预先设定发动机转速、负荷和机油温度为控制参数。在发动机 MAP 中划分为 3 个转速范围,其间控制参数依赖于负荷进行改变。

图 5.1-33 用实例论证了可变气门正时对汽油发动机转矩的提升作用^[125]。可变气门正时在一定的发动机转速范围内可以实现无节流损失的负荷调节,对于油耗起到正面的作用。该系统调节范围为 $10^{\circ} \sim 17^{\circ}$ 凸轮轴角度 ($20^{\circ} \sim 34^{\circ}$ 曲轴转角)。开发初期可采用计算仿真方法对配气正时、调节范围以及凸轮形状(配气机构断面)进行优化,前期不需大量的发动机试验开发工作。

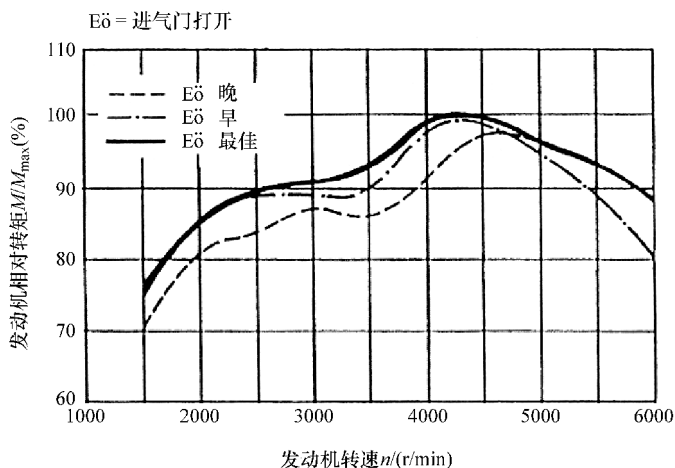


图 5.1-33 进气可变气门正时的实际应用与固定气门正时时“早开”与“晚开”的比较^[125]

根据文献 [126], 柴油发动机目前基本不用可变气门控制技术。一方面由于柴油发动机在部分负荷时具有明显很低的换气损失; 另一方面由于柴油机的转速都较低, 较低的发动机转速水平意味着进气的流动特性不会像汽油机一样随转速发生较大的变化; 最后由于柴油机的气门及活塞的间隙都较小, 即便采用可变气门正时技术, 其气门正时的调整范围也较小。

5.1.4 可变气门执行机构结构形式

5.1.4.1 分段式调节可变气门执行机构

分段式凸轮轴相位调节器作为可变气门执行机构的第一代技术, 能够实现凸轮轴相对于曲轴的相位调节。1983 年阿尔法·罗密欧首次在量产发动机上使用了凸轮轴调节器, 随后宝马公司于 1992 年同样在进气凸轮轴上使用了利用机油压力驱动的斜齿分段式相位调节器。宝马公司已将进气凸轮轴上的分级相位调节器更新到进排气凸轮轴上的连续可调节系统, 即所谓的双 VANOS (图 5.1-34, 见彩插)。这一系统具有 40° 曲轴转角的调节范围。

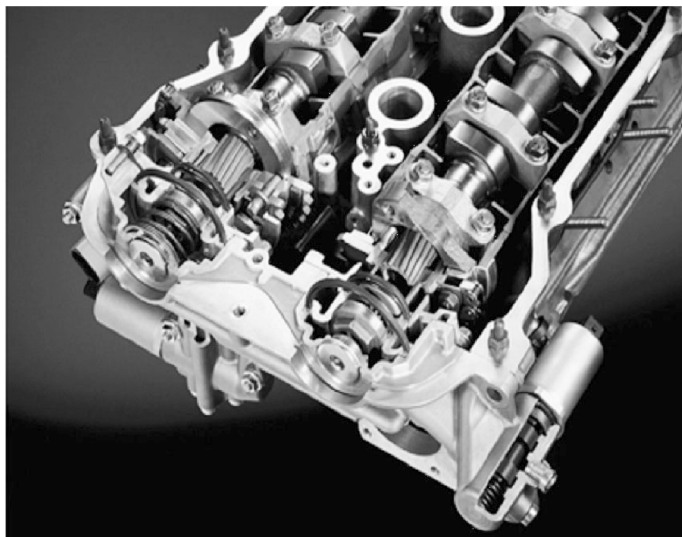


图 5.1-34 宝马 6 缸发动机用双 VANOS 系统

5.1.4.2 连续式调节可变气门执行机构

另外一种结构形式被称为连续式调节可变气门执行机构（图 5.1-35，见彩插）。此处调节器是安装在两个凸轮轴链轮中间。

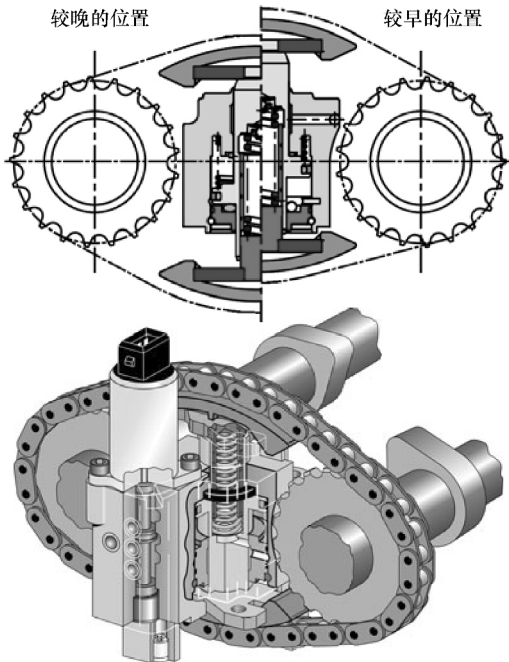


图 5.1-35 连续式可变气门升程（链条调节器）（液压环公司的示例）^[127]

排气凸轮轴通过链条由曲轴驱动。在凸轮轴之间的第二个链条驱动进气凸轮轴。链条张紧器改变链条伸出和缩回的长度,进排气凸轮轴相对进行旋转。链条张紧器集成在该系统中。

5.1.4.3 连续可变气门正时执行器(叶片式)

20 世纪 90 年代,凸轮轴调节器的研发集中在以液压叶片方式工作的连续可变气门正时系统(图 5.1-36,见彩插)。

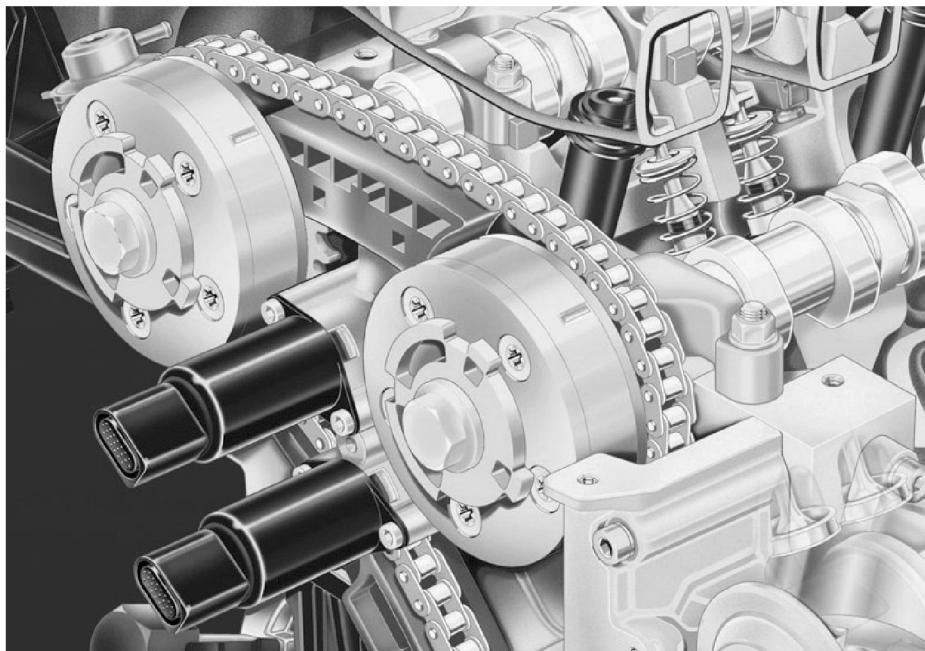


图 5.1-36 进排气凸轮轴用连续式液压叶片的构造

液压驱动叶片式 VVT 系统零部件如图 5.1-37 所示(见彩插),这一调节器由于其零件数量较少、工作可靠而在量产的小型汽油发动机上广泛采用。

相位调整器主要包括转子、定子以及其他连接零件,转子与凸轮轴末端通过螺栓紧固连接,与凸轮轴一起旋转。定子上的链轮或带轮通过链条或齿带与曲轴相连,并保持固定的相位关系。转子一般由 3~5 个叶片及中间的轴颈组成,每个转子叶片及定子构成两个腔体,转子在定子内部可相对旋转。当腔体充满机油后,在机油压力作用下,使转子及凸轮轴向相位提前方向移动的叫前进腔,使转子及凸轮轴向相位滞后方向移动的叫后退腔。

OCV 阀是一个三位四通阀,在汽车发动机 ECU 的控制下,OCV 阀中的柱塞可控制在一个确定的位置,进一步控制通向前进腔或后退腔的机油流向及流速,从而在机油压力作用下驱动转子相对定子旋转到一指定位置,然后关闭通向前进及后退腔的机油供给,使转子保持在此位置。由于转子是与凸轮轴固定,定子与曲轴的相

位固定，因此也就意味着凸轮轴可以相对曲轴旋转，并保持在一指定位置。

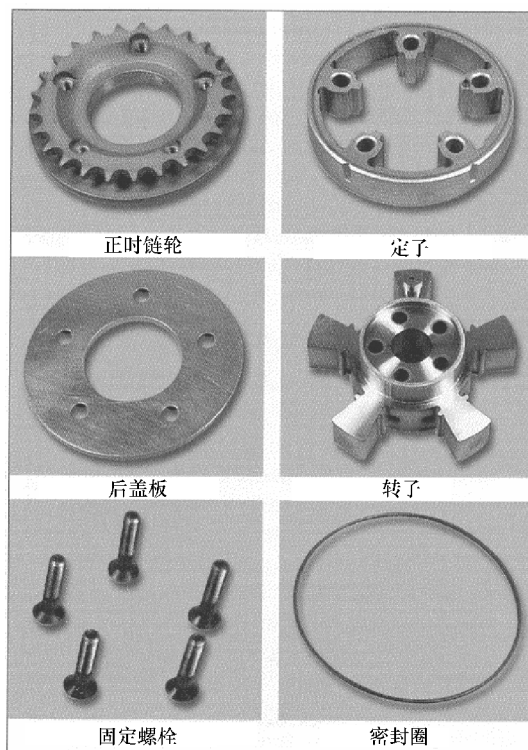


图 5.1-37 连续式可变气门正时机构部件（液压环公司的示例）^[127]

5.1.5 分段式可变气门升程换气过程

具有两段进气门升程及相位调节的控制曲线如图 5.1-38（见彩插）所示。保时捷 Variocam Plus 系统如图 5.1-39（见彩插）所示。

本田可变正时及升程电子控制系统（HONDA - VTEC^[115]）投入量产时在当时引起巨大轰动（图 5.1-40）。这是全球第一个可以同时改变正时和进排气门升程的可变气门技术。为实现此目的，该机构采用了机油压力控制摇臂中的锁销位置来进一步实现不同的凸轮之间的切换。

使用不同的凸轮是为了在改变气门开启角度的同时可以改变气门升程。

气门正时及升程的无级调节可以借助于一个或多个以偏心布置为基础比较昂贵的运动学系统实现。如同文献 [129] 描述的，用于改变的开启角度必须每缸凸轮轴细分到单段中。凸轮轴由一个贯通的驱动轴构成，其上布置有相对应可调节的凸轮。详细说明必须参见专业文献。

本田公司可变气门控制装置结构相对复杂，外凸轮决定了低转速范围的正时。气门正时由用油压切换的中间凸轮提供。

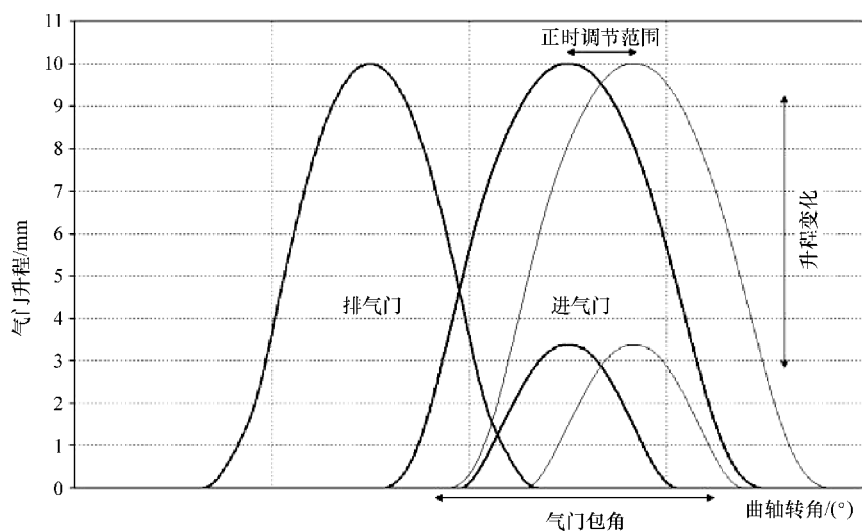


图 5.1-38 具有两段进气门升程及相位调节的控制曲线图

图 5.1-39 保时捷 Variocam Plus^[128]

5.1.6 连续可变气门升程换气过程

机械式与电子机械式气门结构的控制曲线图如图 5.1-41 (见彩插) 所示。

利用一个完全可变的气门机构可以使汽油发动机的负荷不再受节气门控制, 而是采用进气门来控制, 设定好的进气门的开启截面及开启和闭合时刻决定了新鲜气

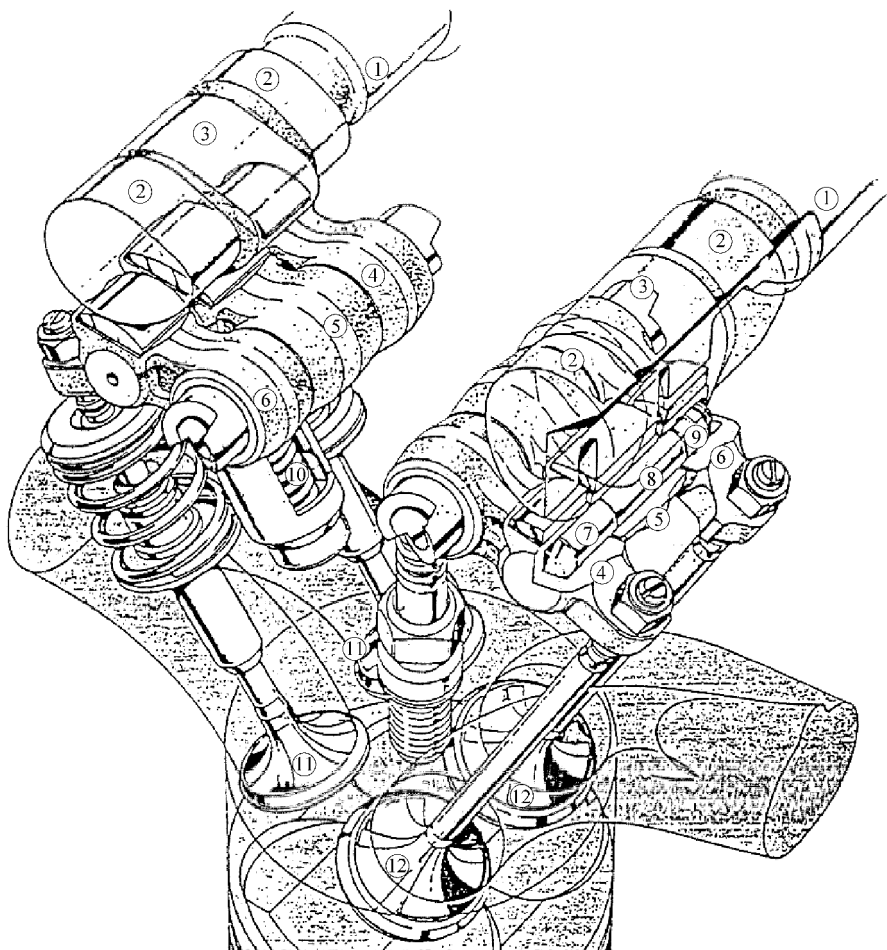


图 5.1-40 本田 VTEC 气门控制装置^[30]

1—凸轮轴 2—低转速用凸轮 3—高转速用凸轮 4—第一个摇臂 5—中间的摇臂 6—第二个摇臂
7—液压调节器 A 8—液压调节器 B 9—带弹簧的末端挡块 10—支承弹簧 11—排气门 12—进气门

体的填充量。当气缸中的进气量达到用于发动机所需转矩必要的新鲜气体量时，进气门应准确关闭。进气管以及进气道中的进气压力在这一控制过程中几乎独立于发动机负荷，并且换气损失处于较低的水平。

图 5.1-42（见彩插）是采用可变气门技术与传统气门技术换气过程的比较。电子机械式可变气门可实现无节气门负荷控制技术，电液式可变气门技术由于其对气门升程及开关角的完全可控，也完全可以实现这一功能。

电子机械式可变气门机构的最大升程约 8mm，气门开启时间相对于发动机负荷设定。在发动机部分负荷时气门开启时间在 ms 级范围内变化。对于换气过程这意味着，进气门不是当活塞已经明显形成“负压”时才应开启，应该通过进气门

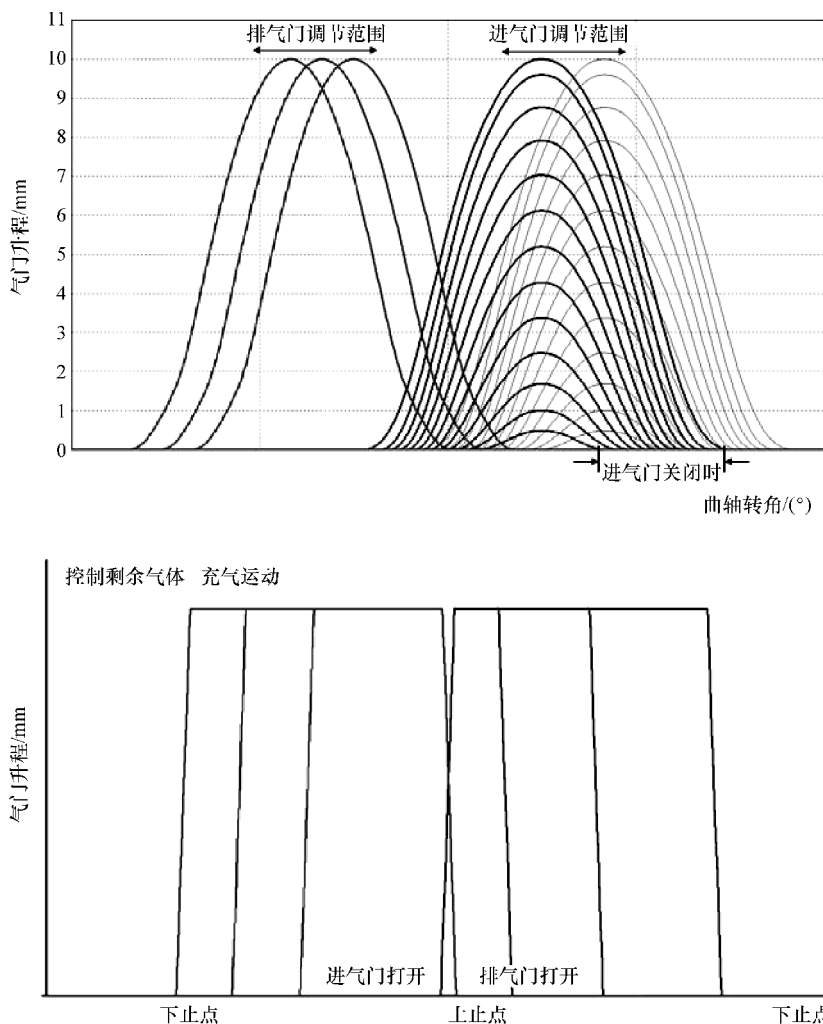


图 5.1-41 机械式与电子机械式气门机构的控制曲线图

的开启时刻控制减小换气过程的泵气损失功。

机械式全可变气门机构通过对气门升程及气门开启、关闭角的连续调节可实现对发动机负荷的控制调节。在最新的机械式全可变气门机构中，可以将对发动机全负荷及换气过程起到决定性作用的气门关闭点控制在曲轴转角 $100^{\circ} \sim 140^{\circ}$ 范围内。若采用凸轮相位调节器，可以将这一调整范围进一步提高 $60^{\circ} \sim 80^{\circ}$ 。因此在发动机怠速时可以实现完全没有气门重叠角，这样可以明显降低缸内的残余废气量；在发动机部分负荷时，可以设定一个对于换气过程最佳的气门关闭时间（图 5.1-43）。气门重叠角的控制以及残余废气控制还须通过排气相位调节器来一起控制。

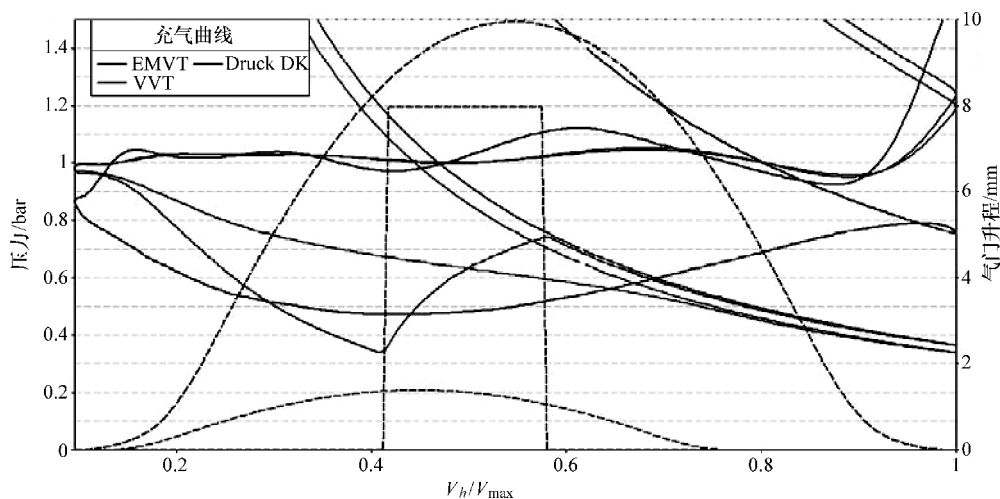


图 5.1-42 机械式完全可变气门机构，电子机械式无节气门机构以及带节流的固定气门机构的充气曲线，利用 GT - Power 方法进行计算

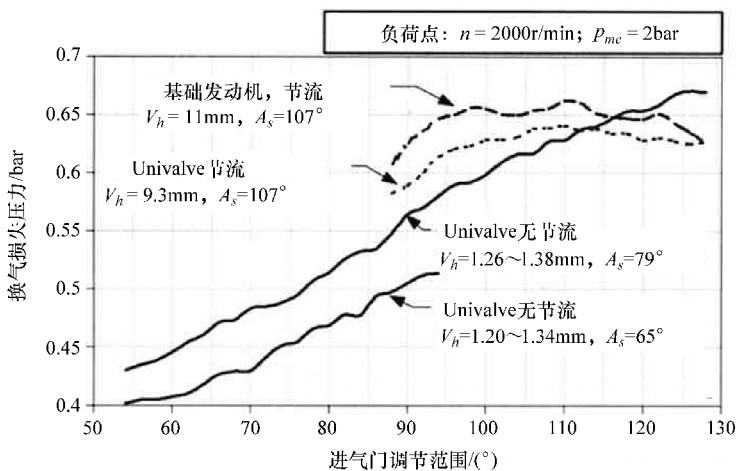


图 5.1-43 在一台具有机械式完全可变气门机构的发动机上
在有节流及无节流工况时测量的换气工作
 V_h —进气门的气门升程； A_s —排气门调节范围（曲轴转角）

首先通过将进气门关闭时间调节 80° 曲轴转角，可以将换气过程的压力损失降低约 30%（图 5.1-43），并通过进一步调节排气相位 14° 曲轴转角，可进一步降低压力损失 10%。这在一台进行对比的基础发动机上已经实现，并且测量的油耗潜在在图 5.1-44 中进行了描述。此处所说的油耗潜能是因为在台架上测试的油耗潜力，没有考虑到排放、机械负荷和汽车驱动系统。

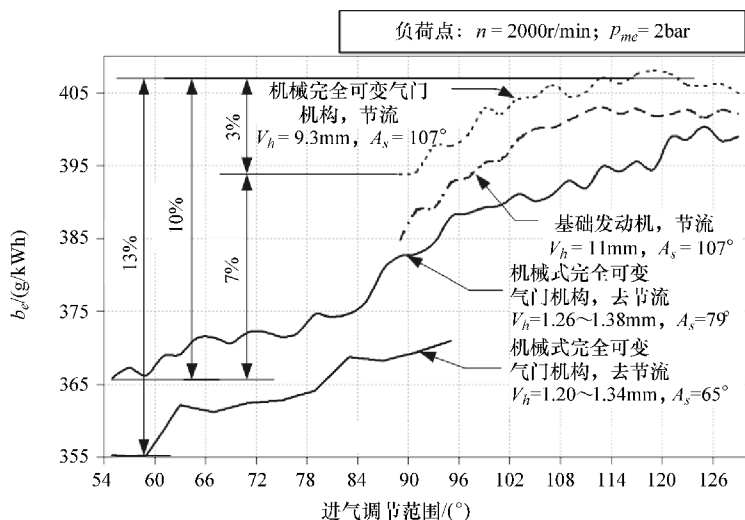


图 5.1-44 在可变控制正时及机械式完全可变气门机构上测量的油耗
 V_h —进气气门机构; A_s —排气扩展 (曲轴转角)

在采用无节流负荷控制时, 发动机似乎总是用全负荷工作, 负荷点实际上是通过进气门的关闭时刻来进行调节的。发动机全负荷时, 在中低转速范围内气门最佳关闭时间点可利用部分升程达到。为此尽管相对于具有固定正时的气门机构, 减小气门升程仍可得出明显较高的全负荷转矩 (图 5.1-45, 见彩插)。

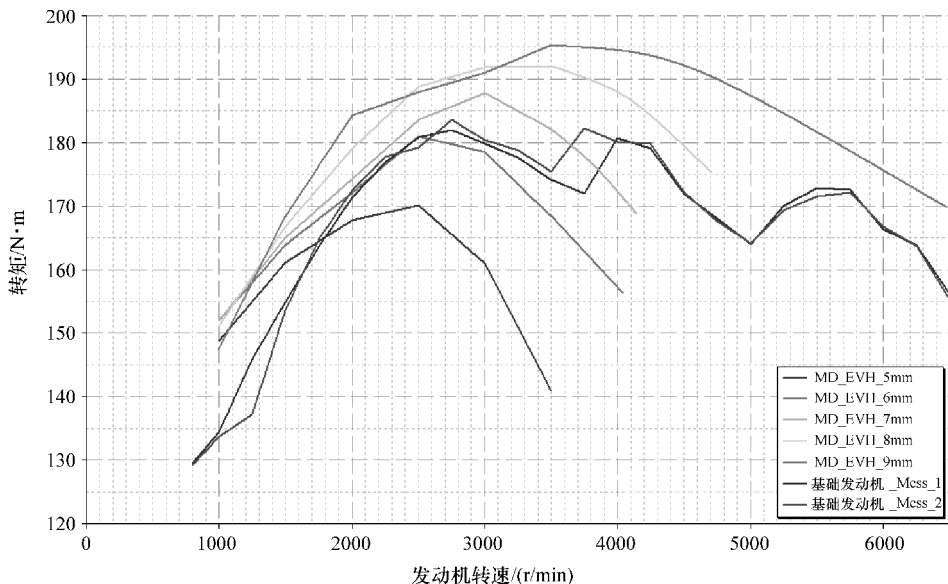


图 5.1-45 发动机不同转速时的转矩曲线

连续可变气门升程结构形式

目前有许多关于完全可变气门系统的专利申请 (图 5.1-46), 在运动学设计方

面几乎都是采用有凸轮传动机构或与齿轮传动机构的组合。

凸轮传动机构及齿轮传动机构其基本功能在诺德麦耶尔的专利中进行了定义(图 5.1-46)。该专利确定了气门升程应达到的范围。

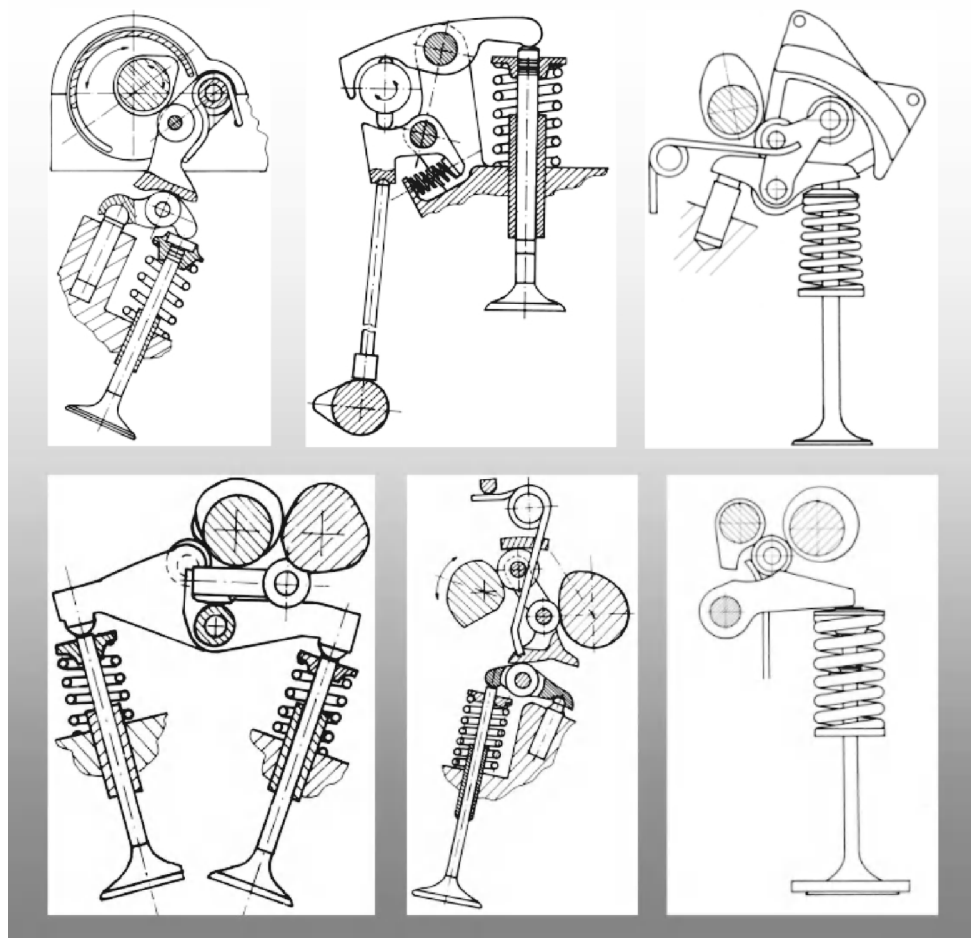


图 5.1-46 完全可变气门升程系统的专利申请^[131]

1. 连续可变气门升程机构实例 (BMW - VALVETRONIC)

宝马公司以 VALVETRONIC 命名的机械式连续可变气门升程机构是第一个实现大批量生产的完全可变的气门升程机构。这一完全可变气门升程机构装在一个滚轮摇臂机构上。

该机构(图 5.1-47, 见彩插)附加的零件包括一个中间杠杆、一个偏心轴以及一个回位弹簧。这些附加零件替代了凸轮轴与滚轮摇臂及进气门的刚性连接。中间杠杆支承在偏心轴上,并在凸轮轴每次旋转时都偏移支承点。通过偏心轴的旋转可以改变中间杠杆的支承点的位置,使杠杆围绕与凸轮轴的接触点旋转。为此需要

确定凸轮轴旋转一圈时中间杠杆的工作面与滚柱摇臂机构的滚轮的接触范围。

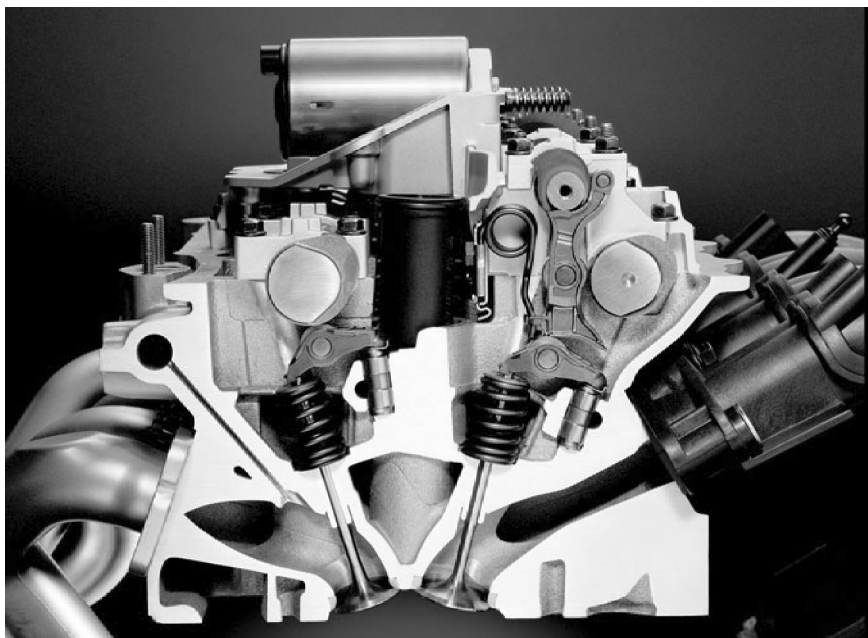


图 5.1-47 VALVETRONIC 零件在气缸盖中的布置^[132]

2. 连续可变气门升程机构实例 (UniValve 系统)

另外一种机械式完全可变气门机构是 UniValve 系统 (图 5.1-48, 见彩插), 对此许多公开出版物都曾介绍过。图 5.1-49 和图 5.1-50 (见彩插) 介绍了这一气门机构的测量结果。

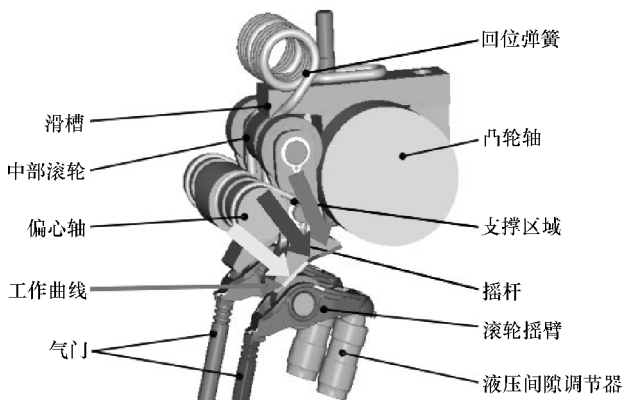


图 5.1-48 UniValve 气门系统

这一气门机构也是考虑到运动学的凸轮机构, 如同宝马公司的系统一样使用了一个附加的中间杠杆, 借助于工作面轮廓在摇臂的滚轮上运动。

中间杠杆上端在一个在月牙形滑道中移动,并且在一个偏心凸轮的作用下,中间杠杆可以围绕着偏心轴翻转。气门升程的高度通过偏心接触点的移动进行调整。

不同气门升程时的驱动力矩

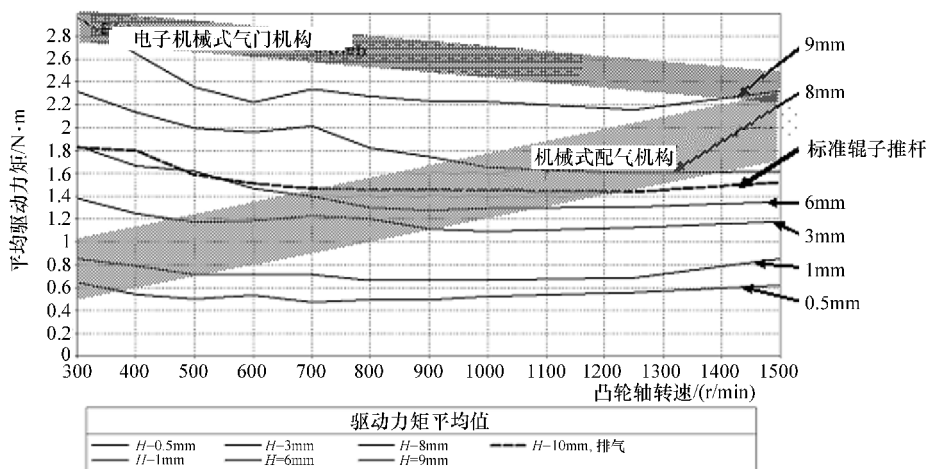


图 5.1-49 发动机不同转速时完全可变气门机构与传统配气机构的凸轮轴驱动力矩对比

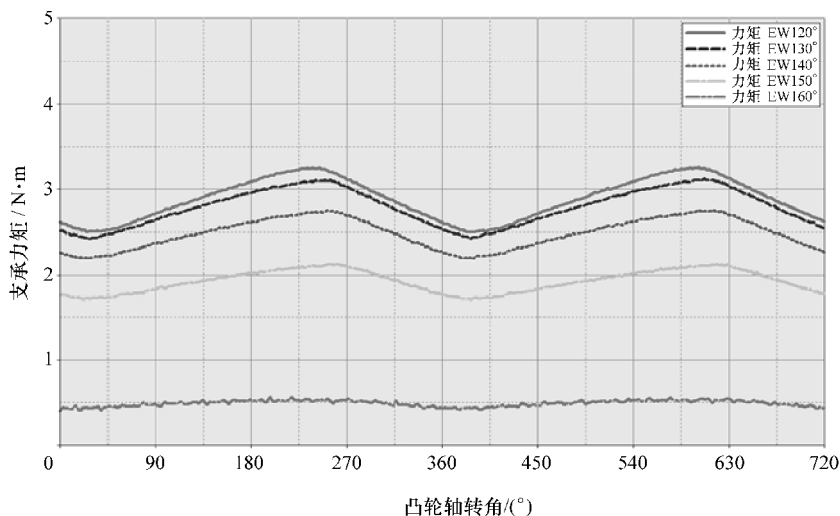


图 5.1-50 不同气门升程时 UniValve 系统偏心轴的支承力矩

在一个机械式完全可变气门升程系统上应对气门机构的动态特性、摩擦损失、结构空间布置和成本进行综合评价。摩擦损失在此处由凸轮轴的驱动力矩和用于调整及保持气门升程必需的力和力矩构成。

一个机械式完全可变气门升程系统的驱动力矩在恒定的气门升程时通过凸轮轴的转速而改变,如图 5.1-49 所示。

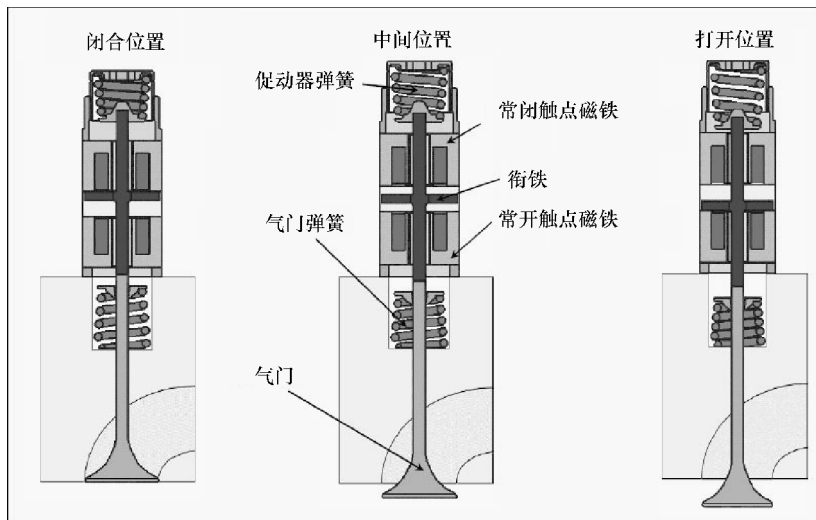
针对采用滚轮摇臂式固定相位的气门机构,在 10mm 的最大气门升程时,采用 VVL 气门机构的凸轮轴转矩较传统气门机构高出 30%。在一台采用无节流负荷控

制的发动机上最大气门升程仅在发动机额定转速范围应用。采用 VVL 气门机构的凸轮轴驱动力矩在气门升程为 6.5mm 时约等于传统气门机构在气门升程为 10mm 时的驱动力矩。这表明,在整个发动机转速-负荷范围低于图 5.1-53 所示的 6mm 的气门升程时,VVL 系统的驱动力矩较低。在 2000r/min、2bar 时,凸轮轴的驱动力矩为 $0.4\text{N}\cdot\text{m}$,较常规凸轮轴驱动力矩降低 $0.8\text{N}\cdot\text{m}$ 。当然气门升程调整过程还需要额外的力和力矩。

3. 电磁驱动气门

很多欧洲的主机厂家及零部件供应商都对电磁驱动气门机构进行过研究。工程师看重的是其应用灵活性,不但可以实现停缸功能,还可对一缸的单个气门进行控制。

电磁驱动气门机构由弹簧、衔铁及电磁铁构成(图 5.1-51,见彩插)。两个弹簧用于当气门加速时开启和关闭气门。两个电磁铁吸住气门,并保持其开启及闭合状态。静止状态及无电流时气门半开。发动机起动时气门必须处于关闭状态。



© Grebe U.: 汽油发动机的继续研发

图 5.1-51 电磁驱动气门机构^[133]

电磁驱动气门可以实现极快的气门开启及关闭速度。此时气门开启及关闭时间点以及气门开启的持续时间可任选。经典的 EMVT 实现不可变的气门升程约 8mm。发动机的负荷通过气门的开启持续时间进行调整。

气门开启及关闭过程应避免与活塞发生干涉,为此进气开启的时间点会受到限制。

如图 5.1-52 所示,由于电磁气门可以通过排气门关闭点及进气门开启点的调节来改变气门重叠角,因此增加气门开启及关闭速度对残余废气量的控制就不敏感了,进而对降低燃油及排放的贡献也减小了。

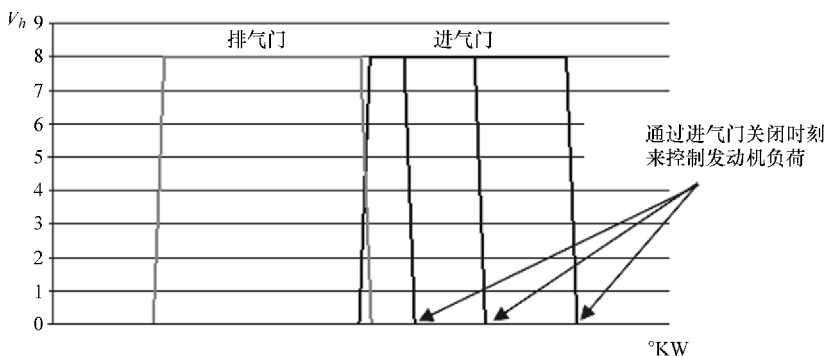


图 5.1-52 EMVT 的气门升程曲线

EMVT 在两个方面会产生噪声影响：一方面在气门开启及关闭时促动器的电枢相对于线圈冲击产生噪声。另一方面由于气门开启及落座速度加快，空气通过气门开启断面时会产生噪声。解决的方案是增加气门软着陆装置，可以使电磁气门机构的噪声降低^[134]。

传统的滚轮摇臂式气门机构在发动机全转速范围内的摩擦损失处于 $2\text{N} \cdot \text{m}$ 的范围内。而电子机械式全可变气门机构在发动机低转速时由于较小的气门升程显示出很小的驱动转矩，在发动机转速增加时，其驱动转矩会明显增加（图 5.1-53）。此处未考虑保持或调节力及力矩。

图 5.1-53 显示了横坐标为凸轮轴转速的平均驱动转矩。在小升程时驱动转矩明显低于 $2\text{N} \cdot \text{m}$ 。只有当曲轴转速为 3000r/min 时才能达到标准滚轮摇臂机构的驱动转矩。

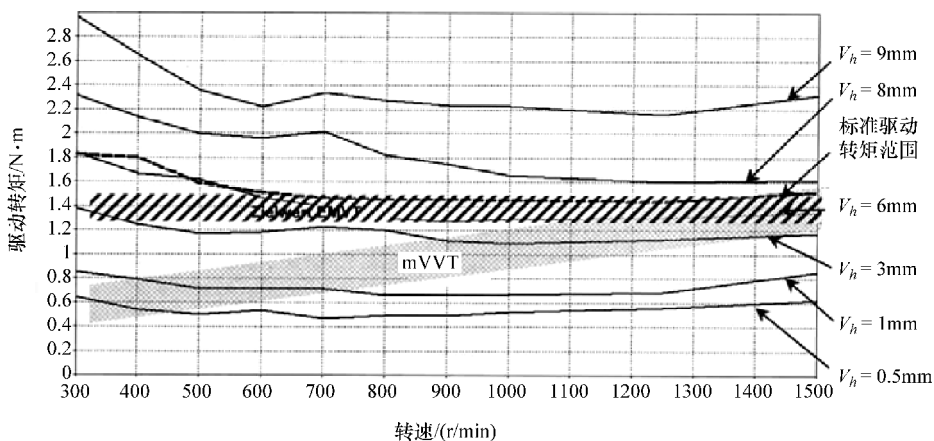


图 5.1-53 UniValve 牵引力矩比较

电磁气门机构在开启电流以及开启能量和保持电流以及保持能量之间是不同的。因为开启能量取决于电枢和线圈磁铁的间隔，气门升程不同状态对能量需求造成不同影响。

与电子机械式全可变气门机构 $1.5\text{N} \cdot \text{m}$ 的驱动转矩相对应, 用 0.9 的电子/机械效率换算, 可以得出 EMVT 的能量需求, 并将这一数值作为开发目标。

5.1.7 气门机构动力学计算

为了精确研究气门机构动态特性, 需要搭建复杂的气门机构模型。在发动机较高的转速时, 应考虑冲击过程对噪声的影响。此外, 凸轮及从动件的作用力不能固化不变, 因为在凸轮基圆上的气门弹簧振动不能完全缓和, 即对于每一个循环初始条件都是不同的。

利用计算机软件资源及试验数据支持, 可以进行详细气门机构的振动分析直至所有单个零件动态特性的模拟^[136-139]。

图 5.1-54 是一个气门机构的计算模型。该模型包括了足够多的质量模块, 同时也考虑到了阻尼。值得注意的是, 气门弹簧每一圈簧丝都作为单个质量模块。为此可以用该计算模型直接计算气门机构上的弹簧共振的影响。对于每一个分质量模块, 可以按照力学的动量守恒定律应用运动方程。用于带有 n 个自由度组合的振动系统按这种方式可以用矩阵的方法列出方程组:

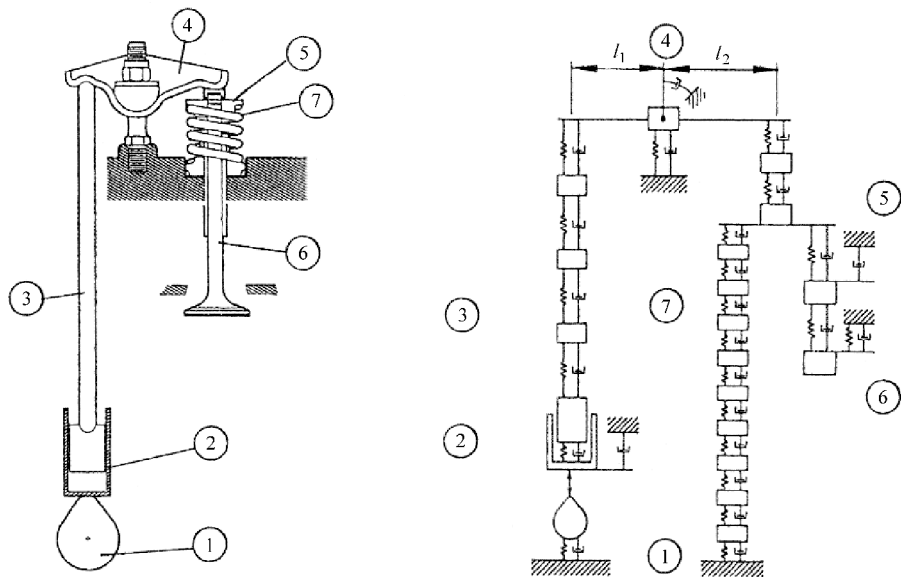


图 5.1-54 具有挺柱、推杆和摇臂的气门机构的动态计算模型^[139]

序号	元件	自由度
1	凸轮轴	1
2	液压挺柱	2
3	推杆	2
4	摇臂	4
5	气门弹簧座	1
6	气门	2
7	气门弹簧	9

$$[m][\ddot{x}] + [k_D][\dot{x}] + [c_F][x] = [F(\omega_{NW}t)] \quad (5-36)$$

式中，直角括号表示矩阵； x 用于自由度的运动； m 表示质量； k_D 为阻尼； c_F 为刚性矩阵。处于弹簧刚度为 c_{Fi-1} 和 c_{Fi} 之间以及阻尼系数为 k_{Di-1} 和 k_{Di} 之间的任意质量，其运动方程如下：

$$m_i \ddot{x}_i = k_{Di-1}(\dot{x}_{i-1} - \dot{x}_i) - k_{Di}(\dot{x}_i - \dot{x}_{i+1}) + c_{Fi-1}(x_{i-1} - x_i) - c_{Fi}(x_i - x_{i+1}) + F_i \quad (5-37)$$

用于具有恒定系数的第 2 阶线性微分方程组的解法可以使用相应数学方法，详细方法不在这里讨论，这一题目可参考相应说明书。

按照文献 [I36]，可以将此方程组分解为第 1 阶的两个同时存在的非线性方程，并逐步按照所谓的“Prediktor 校正法”分解。文献 [I38] 使用了“按照龙格-库塔法的第 4 阶积分法”。图 5.1-55 对于预测可达到的精度举例进行对比。测量和计算模拟仅有微小的偏差。

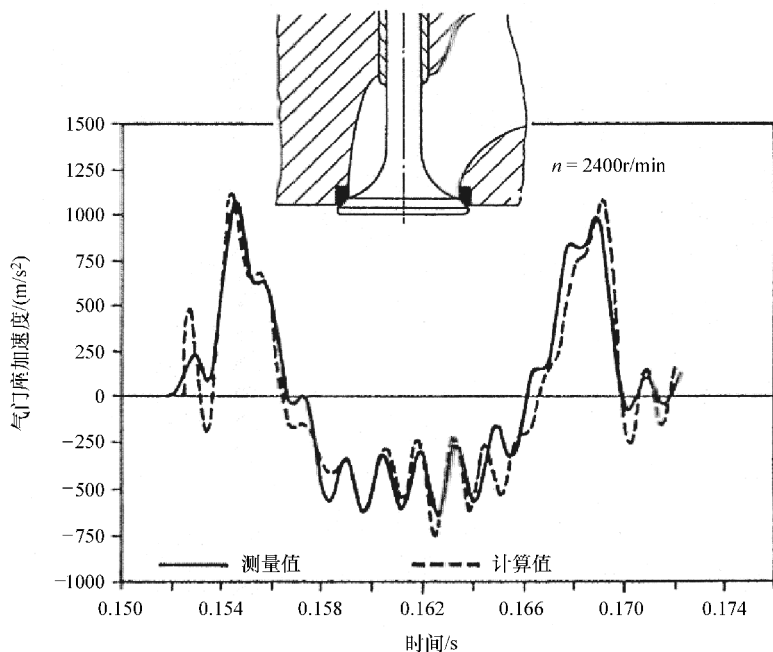


图 5.1-55 气门计算度的测量与计算模拟结果比较^[I39]

根据图 5.1-56 中列举的内容可得出按照文献 [I36] 气门机构设计时的实际过程。计算模拟的精确性取决于输入参数值的准确性。计算模拟分析不能取代试验验证。大多数仿真分析模型的搭建都是借助于在气门部件上相对简单的试验研究所获得的数据基础上，这对设计计算工作给予帮助，可以避免经验缺陷，并由此节省开

发成本。

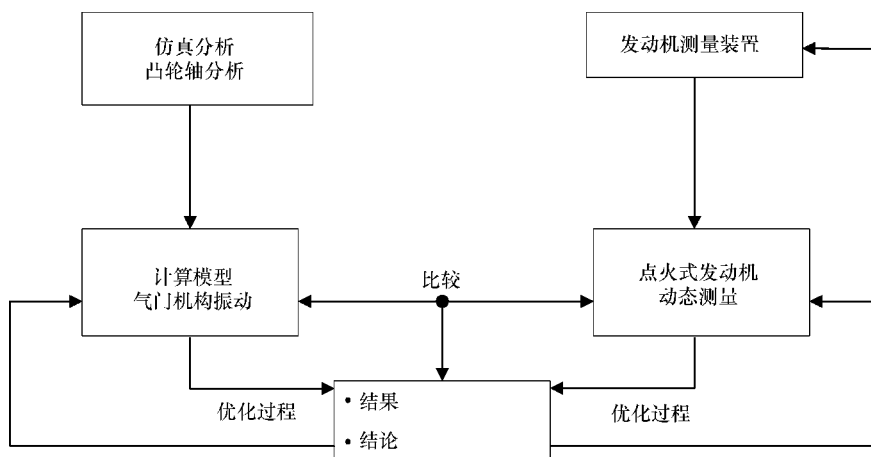


图 5.1-56 气门机构计算支持的设计过程^[136]

5.1.7.1 动力学计算分析

计算模型中需要特别注意凸轮轴这个模块（图 5.1-57），应保证其分析结果在发动机全转速范围内处于合理范围内。

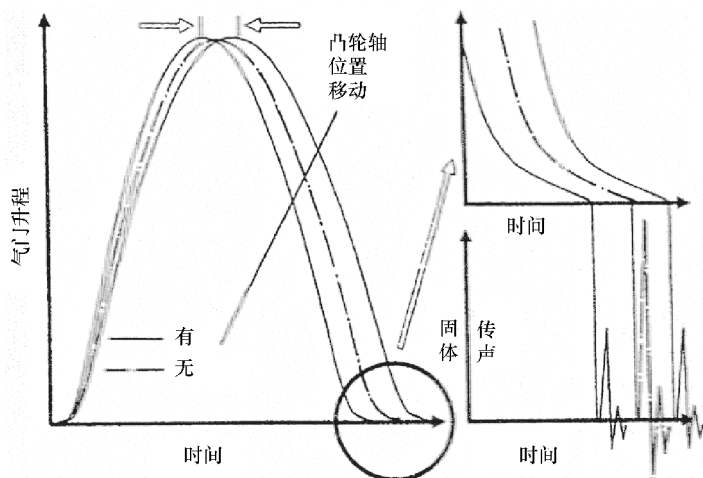


图 5.1-57 四气门发动机的两个进气或排气门之间的相位差；“凸轮相位”原理简图^[140]

凸轮轴驱动转矩可以根据以凸轮轴转角为横坐标表示的单个凸轮的作用力及摇臂比计算。考虑到每个凸轮的相位差，通过单个凸轮转矩曲线的叠加得出凸轮轴的驱动力矩。

此外，由于凸轮轴也是具有振动能力的构件，因此应特别注意与正时传动系统的相互作用。在进、排双凸轮轴上出现附加的自由度，即当正时系统驱动一个凸轮

轴时，产生的振动会作用到另一个凸轮轴。因此对振动特性来说，力的作用位置是起重要作用的。

图 5.1-58 有代表性地显示了用于整个气门机构的模拟模型，它适用于事先通过试验验证并进行优化过的模型^[141]。

凸轮轴运动质量轻量化可以明显降低气门机构的驱动转矩及摩擦力，并且可以相应地降低气门弹簧的力。因此可以总体改进气门机构动态特性。

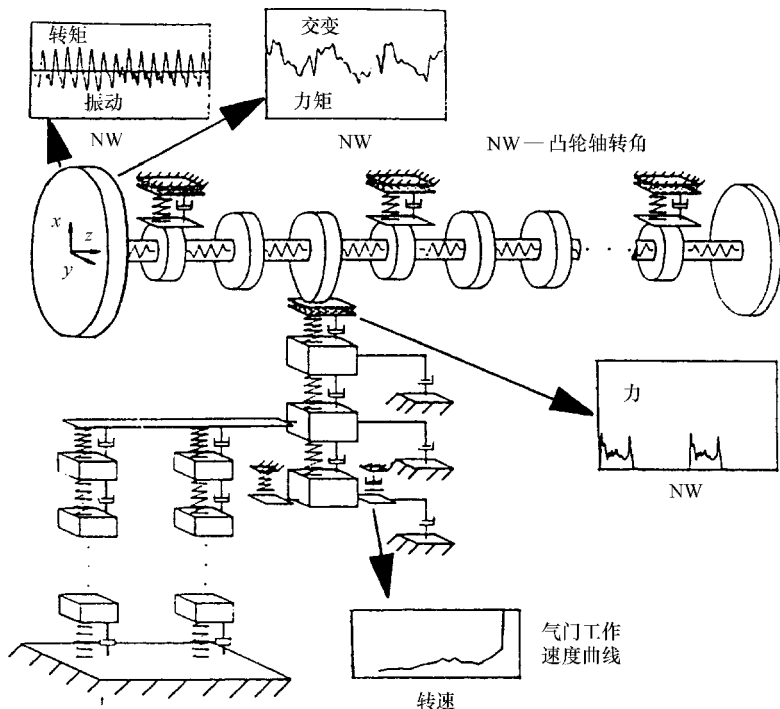


图 5.1-58 整个气门机构的模拟模型^[141]

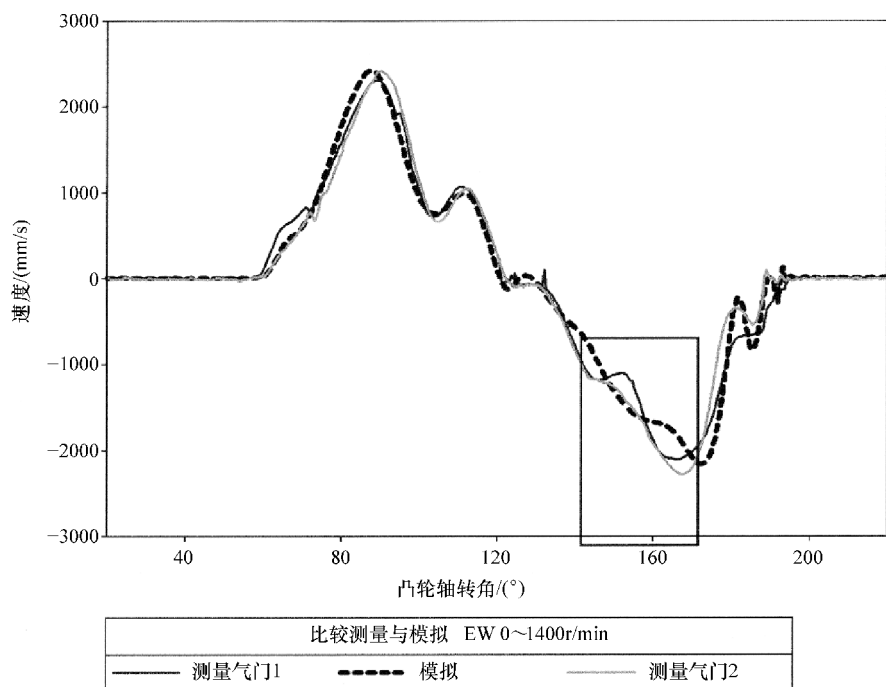
5.1.7.2 多体动力学模型

在发动机开发中应用多体模拟模型（缩写为 MKS）具有着重大的意义。利用这种方式的仿真程序，可以构成复杂的运动过程并与“柔性的”构件结合在一起，在开发的早期阶段借助于 FEM 方法，对于动态特性进行计算可以获得与以后的测量充分一致的结果。

图 5.1-59 为模拟与计算对比的一个实例（引自 [142]）。

5.1.8 涡轮增压发动机的换气技术

自从 1995 年以来，在中级车中，涡轮增压发动机应用越来越普遍，例如大众公司的 1.8L 涡轮增压发动机。增压发动机最初的应用目的是实现更为紧凑、功率更强劲的动力总成。为了满足欧洲对于新车车队油耗的目标值，未来的发动机应

图 5.1-59 模拟与测量的比较^[142]

用趋势是小排量化,因此几乎所有 OEM 都实现了增压发动机的量产。其中大排量的自然吸气式发动机被具有相同性能指标的小型增压发动机取代,两种发动机的性能差异可以通过增压器的匹配来实现。通过与较大排量的自然吸气式发动机相比,为实现相同的转矩输出,小排量的增压发动机可以将负荷点上移至经济油耗区,这样可获得更低的比油耗。采用增压技术的轻量化方案由于其具有较宽的转矩平台,因此除了可以将负荷点上移以外,也同时可以降低发动机使用转速,这被称为“发动机低速化应用”。降低发动机转速以及减小发动机排量导致了更低的摩擦损失,从而对降低油耗做出附加的贡献。

在以下的章节中将介绍具有不同气门机构可变性的增压发动机的换气工作。

5.1.8.1 无可变气门机构的换气工作原理

采用传统气门机构的增压汽油和柴油发动机的进气门及排气门开启时间都相对较短。图 5.1-60 显示了一台典型的 2.0L 涡轮增压柴油发动机的气门升程曲线。

在发动机低转速高负荷时,采用一个较短的进气门开启时间可以防止已经吸入到气缸中的空气回流到进气道中,参见图 5.1-2,充气效率由此提高。由于提高充气效率后,可在发动机低转速时获得较高的废气量,可以使涡轮增压器尽早反应,由此继续提高气缸充气。采用进气相位调节的设计同样可以考虑到发动机低转速时最佳的全负荷特性。

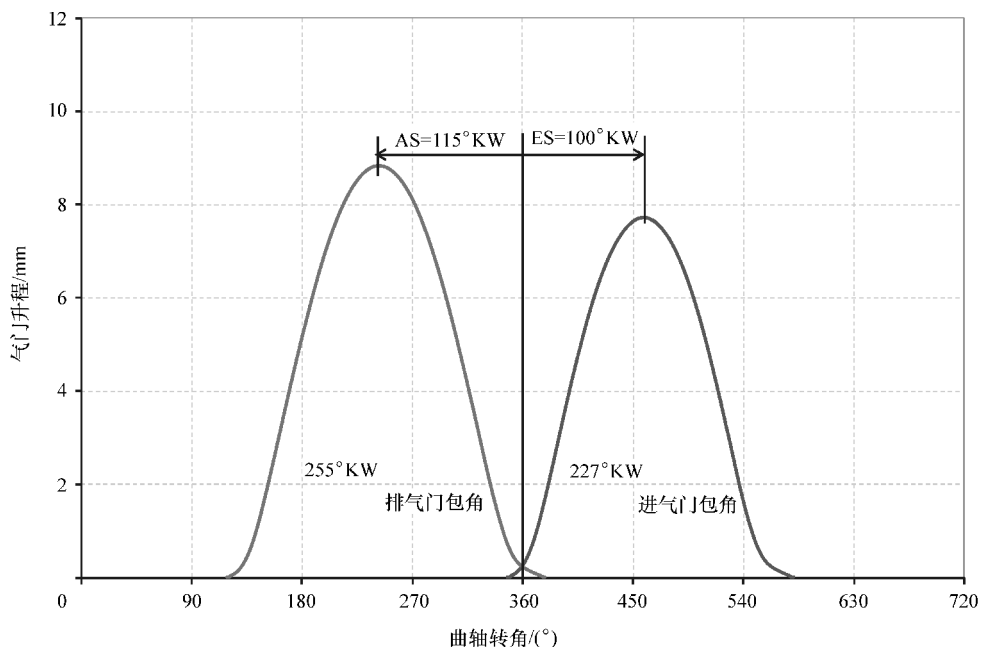


图 5.1-60 2.0L 涡轮增压柴油发动机的气门升程曲线

采用涡轮增压的发动机不必像自然进气发动机一样利用进气管压力波充气。因此在增压发动机上节流阀后容积不必留得很大，同时进气管长度与截面积以及稳压腔容积都应大幅度减小，这样可以为进气中冷器的布置提供更多的空间。大众的 1.4LTSI 发动机（图 5.1-61，见彩插）上的增压器压气机和进气门之间的容积仅为 4.8L^[148]。

针对涡轮增压 4 缸发动机，排气歧管中的压力振动导致排气道中动态压力较高，在发动机低转速时由于排气门开启时间较长，会有一部分废气回流到缸内，如图 5.1-62 所示。这一“回流的”废气减少了新鲜气体的填充量并提高了充气的温度。这两方面可降低全负荷时的转矩，并由于爆燃的影响而限制压缩比提高。“较短的”排气门开启时间减小 4 缸发动机的排气干扰，可以改进转矩特性。这样的话，在涡轮增压发动机上通过控制排气门的开启时间而达到发动机不同转速的性能需求是很有意义的。

对于几何压缩比为 8.5:1 的气道喷射发动机，若采用单流道增压器，排气歧管可采用每缸分离的脉冲式排气管设计。对采用双流道的增压器，两个气缸的排气歧管在涡轮处合并，相对于缩短排气开启时间方案，上述的排气管设计方案为涡轮增压发动机低转速时发动机转矩的提高及减小排气干扰提出的一个代用方案。

与自然进气发动机相比，增压发动机由于需要降低压缩比、采用较大的活塞环预应力、增加冷却液流量以及选择较短的排气控制时间等都会对油耗带来不利的影

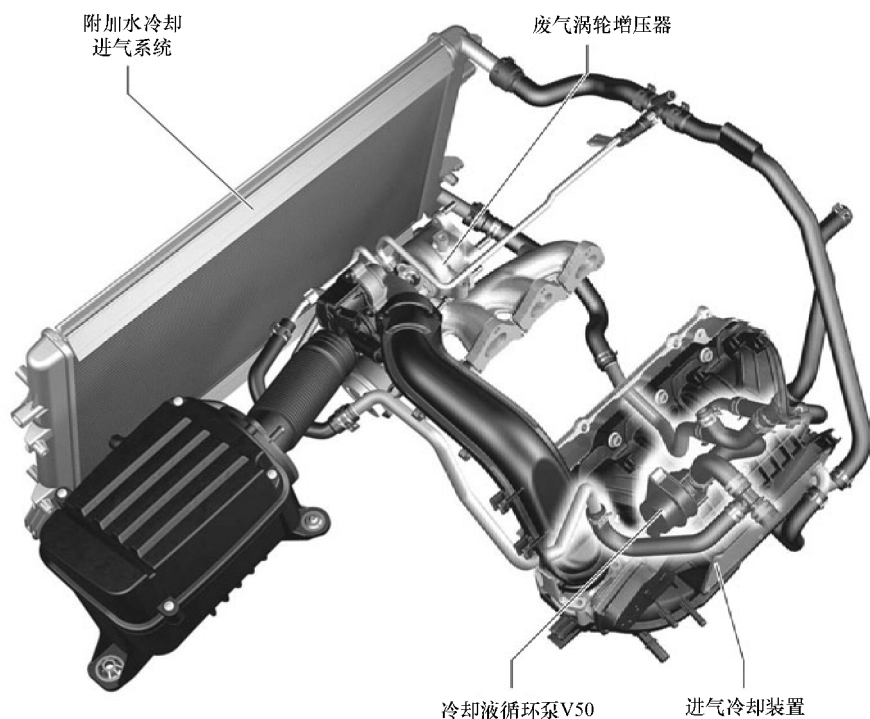
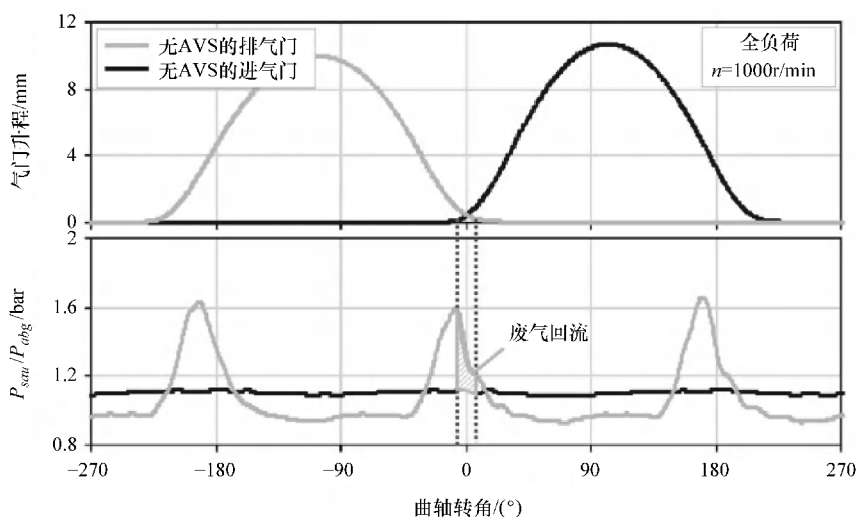


图 5.1-61 大众公司的 1.4L TSI 发动机的进气装置


 图 5.1-62 一台增压的 4 缸发动机的换气过程^[143]

响。通过进排气凸轮轴的凸轮设计可以使气门重叠角很小，由此可以将内部回流的残余气体量设定为最小。这对于发动机的怠速质量起到正面的作用。

5.1.8.2 可变气门机构的换气工作原理

在汽油发动机上采用进气相位调节方法可以使汽油发动机在部分负荷时平均改善油耗约 3%。这一油耗的结果是由降低换气工作获得的。此外通过调节气门重叠角还可实现降低 NO_x 和 HC 排放及残余气体量。

可以部分通过进气相位调节器来解决全负荷时低端转矩与功率目标之间的冲突。通过较早地关闭进气门可以改进低转速时的转矩。较早地关闭进气门也避免了在较低转速时气体的回流，并由此得到较大的废气量和提高的废气热焓会导致较高的涡轮增压器的转速及进气道中较大的进气压力（图 5.1-63，见彩插）。转矩曲线由此可以得到改进。带有进气相位调节器及单流道涡轮增压发动机在 1500r/min 时就可达到最大全负荷转矩（参见图 5.1-64）。

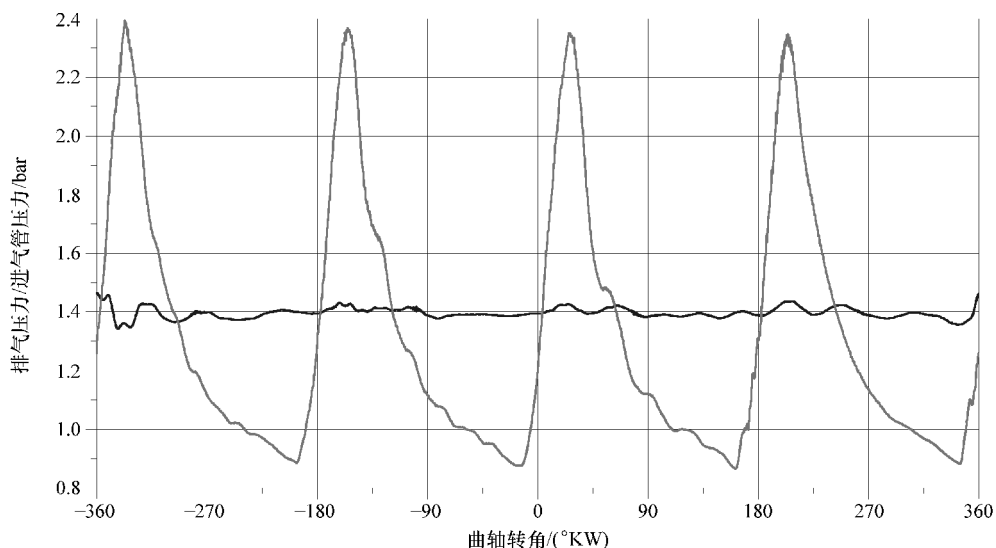


图 5.1-63 一台增压的汽油发动机 1 缸进气道的压力曲线 ($n = 2000\text{r/min}$, $p_{me} = 16\text{bar}$)

直喷发动机可以通过内部冷却及多重喷射的方法降低爆燃倾向^[152]。这可以实现提高压缩比至 10:1 的数值^[148]，由此可以降低增压发动机的部分负荷油耗。因为燃油只有当排气门关闭后在压缩行程喷射，在发动机转速较低时，残余气体可以在气门重叠阶段通过进入的新鲜空气而将其扫出，这有利于提高充气效率、改善残余废气量。这一“彻底冲洗”标识为“扫气过程”。“扫气过程”在大于 4 缸以及带有单流道增压器的发动机上的作用主要取决于排气门的开启持续时间。

燃烧室有效的扫气可以达到具有 $180^\circ \sim 190^\circ$ 曲轴转角的排气控制时间（甚至更短）。较长的排气开启时间相反在重叠时会导致较高的残余气体含量。根据排气凸轮包角的不同，发动机做功后排气扫气效果会造成或正面或负面的影响，并且残余气体控制起到重要作用。

在较短的控制时间的情况时可能在燃烧室中存在有益的扫气过程，参见

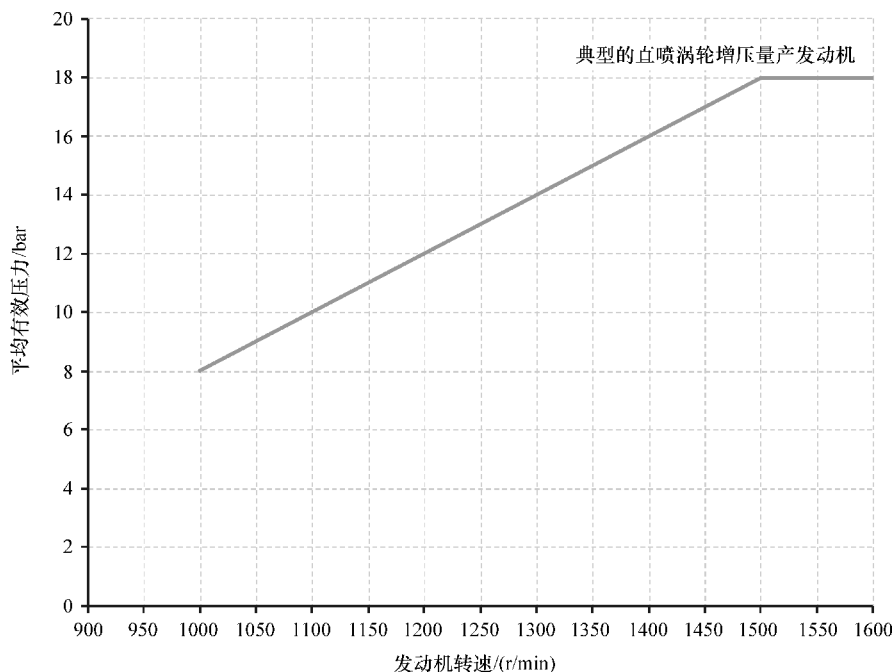


图 5.1-64 带有 Scavenging 的直喷涡轮增压发动机的全负荷特性

[143]。

采用排气相位调节器扩大了气门重叠角调节范围，这加强了扫气的效果，由此可以明显改善低转速时的转矩（图 5.1-65，见彩插）。通过燃烧室用新鲜空气的彻底扫气，有利于保证 $\lambda = 1$ 。这减小了爆燃倾向并允许较早的点火提前角。此外未燃烧的碳氢化合物的后氧化（加浓工作的气缸）利用排气歧管中事先彻底扫气的空气对涡轮增压器的瞬态响应特性会带来进一步的改善。

5.1.8.3 连续可变进气及可变排气正时的换气工作原理

自然吸气发动机的转矩曲线可以通过应用一个连续可变气门机构在发动机较宽的转速范围内得到提高。在较低的发动机转速时可以通过低气门升程（参见图 5.1-45）时很短的气门开启时间明显改进充气^[153]。这一通过可变气门开启时间用于提高气缸充气的潜能也可以用于增压发动机上，参见 [147]，[154]。

通过改善的气缸充气改进了涡轮增压器的瞬态特性，以及可以达到的发动机最大转矩。图 5.1-66（见彩插）介绍了一台典型的直喷增压汽油发动机的气门升程曲线，并显示了在哪些范围内进气开启及进气关闭时间点通过可变气门机构及相位调节器的组合可以进行改变。

在一台增压直喷和进气侧采用可变气门驱动 UniValve 系统的 2.0L 汽油机与一台传统发动机比较，在发动机转速为 $n = 1000\text{r/min}$ 时显示出大约 $20\text{N} \cdot \text{m}$ 较高的转矩^[147]。发动机最大转矩在气门升程为 $6 \sim 7\text{mm}$ 及气门正时在 $209^\circ \sim 218^\circ$ 曲轴转

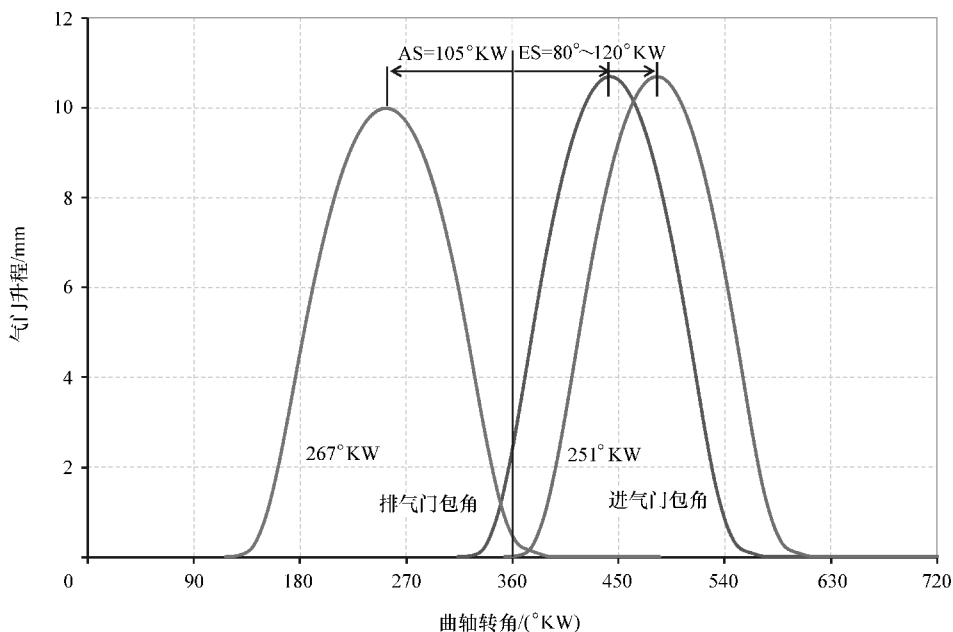


图 5.1-65 利用均质汽油直喷的典型的涡轮增压发动机的时间控制曲线

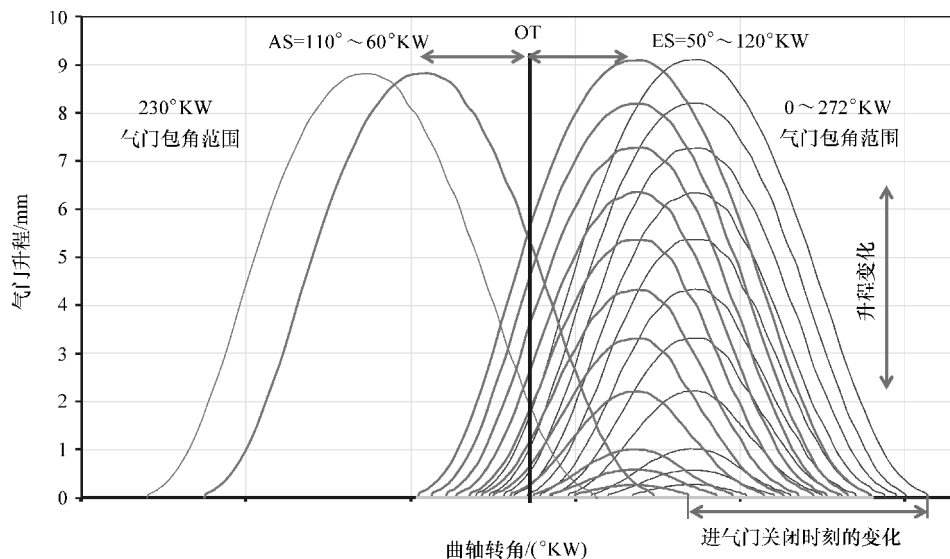


图 5.1-66 完全可变气门机构的气门控制时间

角时就可达到，参见图 5.1-67（见彩插）。

这一量产发动机较长的排气门开启时间在较低的转速时阻碍了进气效率的提高以及发动机转矩的提升。废气从排气道到燃烧室中的回流会导致内部残余气体量增加，减少了新鲜空气可用的空间，并且影响到用于燃烧的边界条件。

此外, 过高的残余废气在气门重叠范围很难得到彻底扫气, 由此继续降低全负荷时的进气量。另外过高的残余气体量还阻碍最佳的点火角度。利用较长的排气门开启时间仅能在较低的转速时达到较小的转矩, 参见图 5.1-68 (见彩插)。

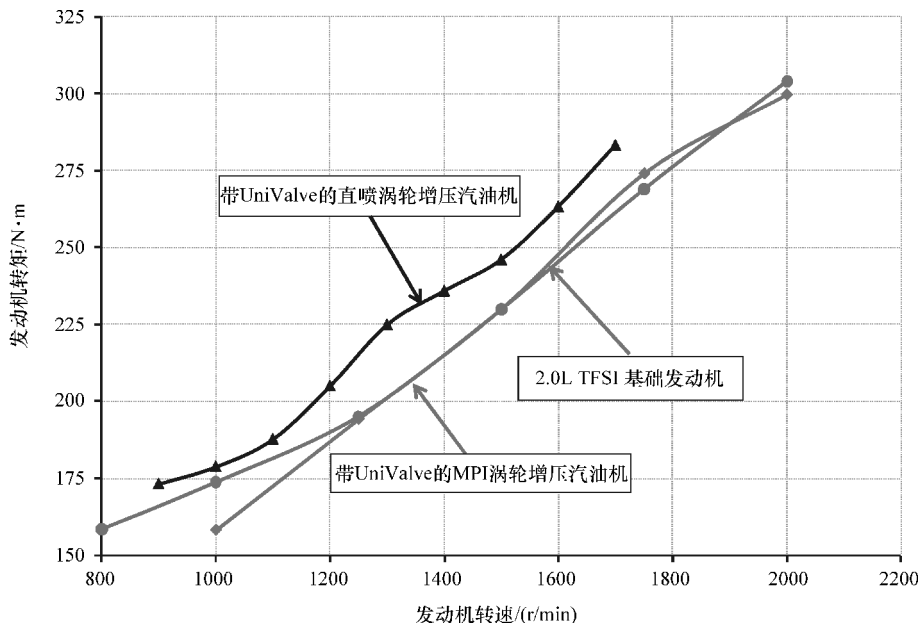


图 5.1-67 一台 2.0L 带有汽油直喷和可变气门机构的涡轮增压发动机
发动机的全负荷特性, $AS = 107^\circ$ 曲轴转角^[147]

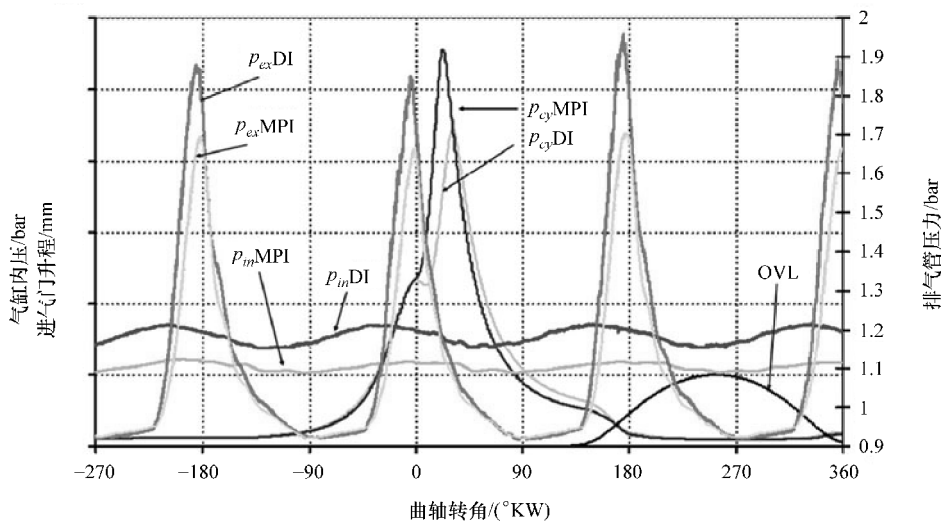


图 5.1-68 一台 2.0L 4 缸发动机全负荷时的压力曲线^[147]

为了改进 4 缸单流道涡轮增压发动机在低转速时的全负荷特性，通常使用短的排气门开启时间。短的开启时间可以防止残余气体在高负荷工作时回流，并可实现燃烧室彻底地扫气，由此增加燃烧室新鲜的充气量，并可以优化燃烧的边界条件。利用“短的”和“长的”排气门开启时间实现的发动机转矩在图 5.1-69（见彩插）中进行展示。

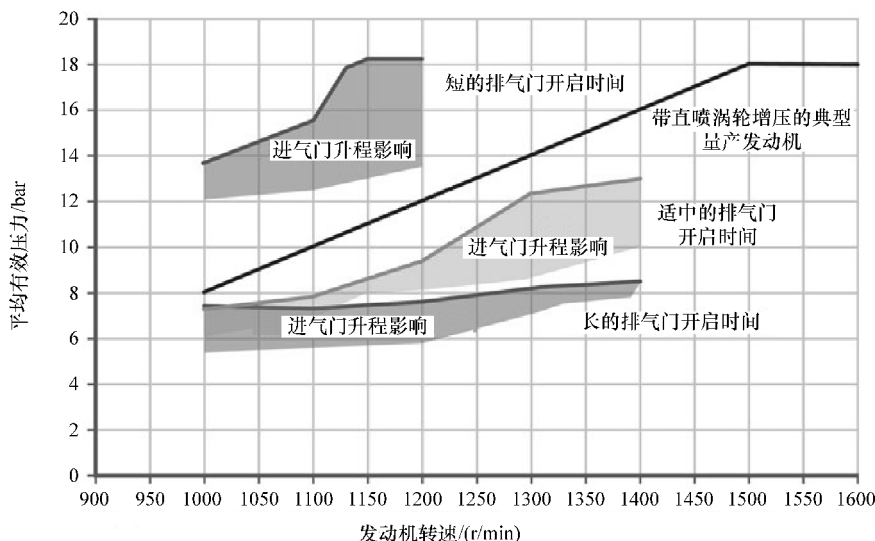


图 5.1-69 在具有传统气门机构以及具有连续可变进气门机构以及不同长短的排气门开启时间的全负荷时的转矩曲线^[144]

具有无节流负荷控制的 4 缸发动机上“短的”排气门开启时间对全负荷有利的优点在部分负荷时没有体现。可以达到的油耗改进明显比选择长排气凸轮轴要低，参见图 5.1-70。

短排气门开启时间与排气相位调节都可提高换气工作并降低残余气体含量。两种方法一起使用限制了最大油耗潜能，并在所测量的发动机上与长排气门开启时间相比仅导致较小的节油性，参见图 5.1-70。使用节气门控制负荷的 4 缸发动机会出现在发动机低端转矩与发动机部分负荷时节油措施的矛盾性。两缸和三缸发动机由于其很大的点火间隔（例如菲亚特公司的“Twin - Air”两缸发动机，见 [155]）不涉及这一矛盾性。可以使用对部分负荷有利的长排气门开启时间，也不会对全负荷特性造成负面影响。

针对 4 缸发动机，兼顾考虑高负荷与低负荷油耗的办法是通过废气的分离方法阻碍全负荷时废气的回流，同时与双流道涡轮增压器共同使用，参见图 5.1-71（见彩插）。

此时由 1 及 4 缸和 2 及 3 缸的废气通过单独的排气管排出。在涡壳中两个分离的废气流通过两个在周围布置的通道传输到涡轮中，由此可以避免排气干扰。通过

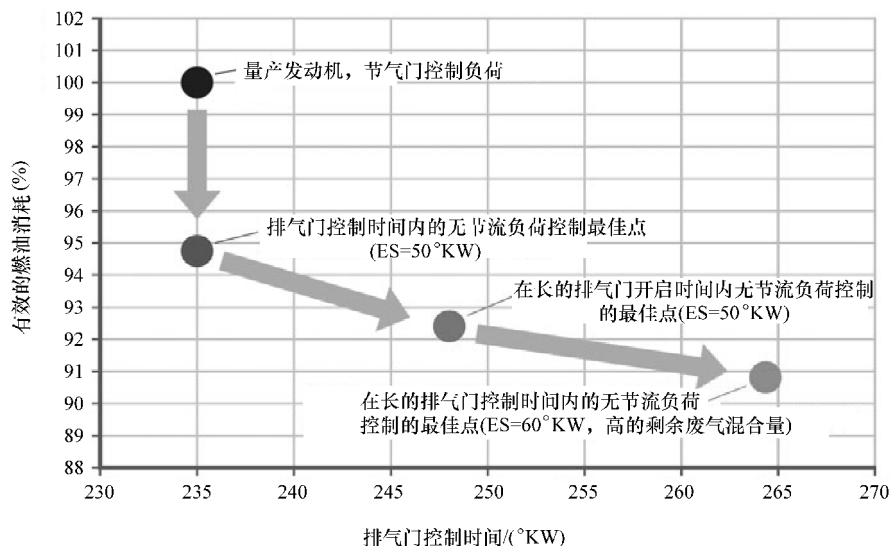


图 5.1-70 当 $n=2000\text{r/min}$ 及 $p_{me}=2\text{bar}$ 时在具有无节流负荷控制及不同排气端的 4 缸发动机上测量的部分负荷油耗^[144]

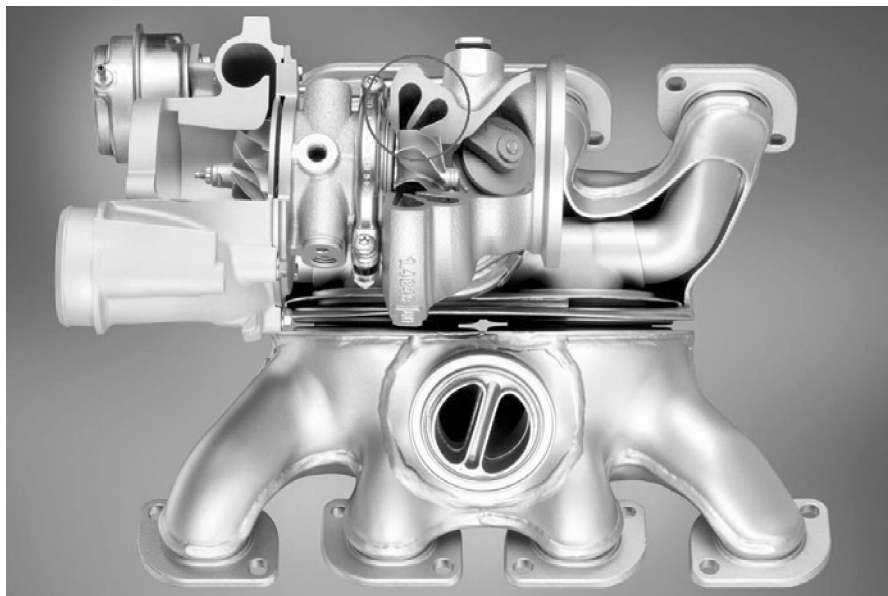


图 5.1-71 宝马公司“Twin Power”的双流道增压器^[145]

这一结构设计排气干扰问题可不再通过小包角的排气凸轮进行调整。这种方案除了排气歧管的成本增加外，也不利于缸盖集成式排气管的使用。

相对于排气侧为了避免排气干扰而采取的小包角凸轮或是两个通道的排气管设

计, 完全可变气门机构在进气端的作用都是正面的。自然进气发动机在发动机低速全负荷时可以缩短进气时间来改进充气和提升发动机转矩, 在增压发动机上气门机构的可变性通过两个方面起作用。一方面通过对进气时间进行控制, 另一方面控制气门重叠面积。这样可以实现强化的彻底换气清洗, 以便可以充分利用发动机最大的潜能。

5.1.8.4 全可变气门的换气工作原理

在 5.1.8.3 小节中探讨的针对采用单流道增压器无节流负荷控制的 4 缸发动机在低端转矩与部分负荷油耗之间的矛盾可以通过排气端气门机构的可变性得以解决。

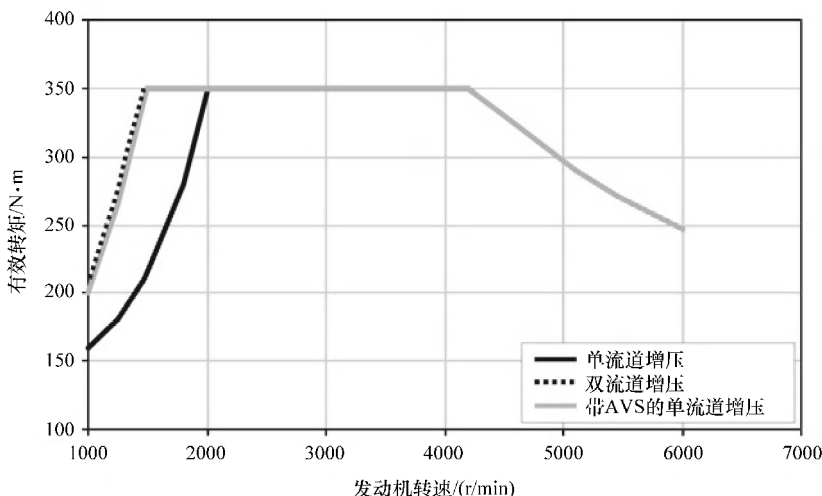
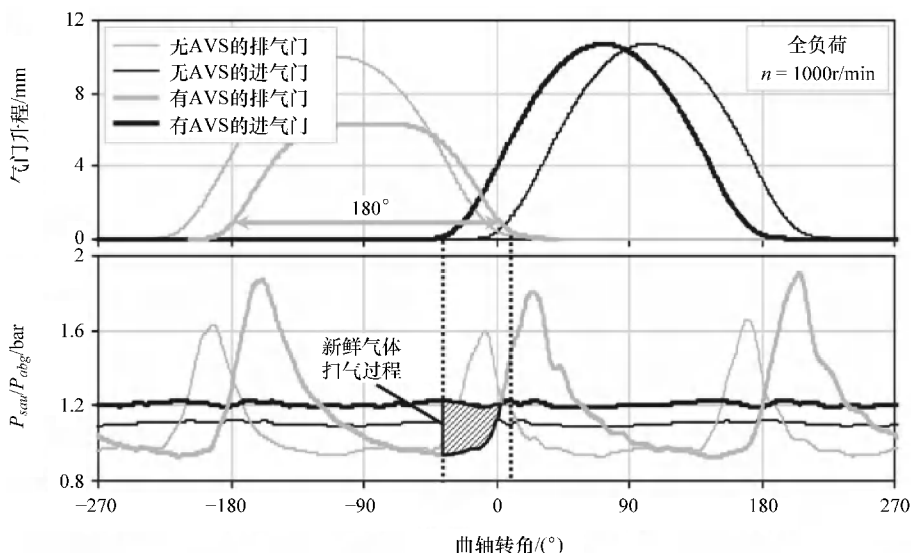


图 5.1-72 带有无排气干扰的全负荷特性。通过凸轮切换和双流道增压器解决排气干扰问题^[143]

奥迪公司已经在量产发动机中使用了 2 级凸轮切换系统 AVS, 该系统在全负荷工作时在较低的发动机转速时变换到小的短的凸轮上, 以此解决排气干扰问题^[143]。

更先进的方法是在排气侧装备一个完全可变的气门机构以取代排气凸轮切换方案。这样可以根据发动机全负荷工况的要求优化排气门的控制时间。较短的排气门开启时间防止了排气干扰, 同时可以降低残余气体量。此外在气门重叠期间的压力比也会受到影响, 可以实现主动清洗燃烧室。全负荷特性得到明显提升, 参见图 5.1-69 和图 5.1-73。当发动机转速提高后, 排气门开启时间可以重又按需求延长。

在部分负荷时显示出可无级调节的排气门升程的效果。排气门控制时间在此可以优化到最佳的油耗状态。特别是在与无节流负荷调节的组合中选择排气门开启时间实际上对于降低油耗是同样重要的 (图 5.1-74, 见插图)。部分负荷时最低的油耗可以用趋向较长的排气凸轮轴来实现:


 图 5.1-73 带与不带点火顺序分离的低压压力曲线^[143]

- 可以通过排气门开启时刻的设定获得膨胀功和排气损失的最佳化
- 排气门关闭时刻可以控制返回到燃烧室的残余气体量
- 气缸内的残余废气量影响到进气过程及由此产生的换气损失
- 此外残余气体量会影响到有效压缩比

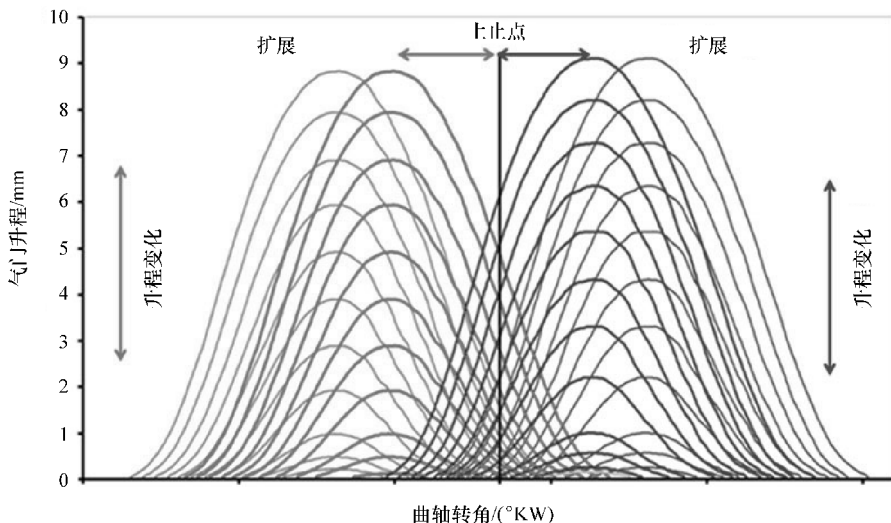


图 5.1-74 进排气端连续完全可变气门机构的控制时间曲线

残余废气量在发动机不同负荷时可通过可变的排气门机构进行调整，在满足排放要求的前提下在每一个工况点实现尽可能低的油耗。在较低的负荷时排气门开启处于中等开度（残余气体一致性）。随着发动机负荷提高，排气门开度也相应提

高。在低转速全负荷时应避免排气干扰。完全可变调节排气控制可以解决增压 4 缸发动机上低端转矩和部分负荷油耗之间的目标冲突。在每一个工况点上换气损失不用折中方案就可减少, 并且优化了排放及油耗特性。

5.2 曲柄连杆机构

5.2.1 活塞式发动机的质量平衡

计算并真正实现活塞式发动机质量平衡的方法已经在活塞式发动机出现的最初十年内全面进行了研究, 并在多种文献多次进行了详细地说明 (例如 [I56, I57] 等[⊖])。

与理论相反, 在实际进行计算时已发生了决定性的变化。发动机研发人员今天拥有适用的软件, 这些软件适合在有相应的数据输出的情况下交互计算曲柄连杆机构的质量作用以及以最佳的方式给曲轴配置平衡重。在发动机设计阶段借助 CAD 系统以三维的方式生成带有轴颈、曲拐臂和平衡重和整个工作轮的曲轴是目前的技术水平。例如以所谓的“Solids”的形式在“体积的基础上”来生成。当然在这种情况下会针对在使用集成式辅助程序的情况下如何准确提前计算体积 (质量) 和质量重心进行说明。因此估计以前用得极多的辅助程序在目前的设计中已大大过时。为此借助模拟对不断改进的方法, 机械系统 (例如也包括整个曲柄连杆机构) 进行试验。包括复杂结构移动组件的其他动态特性 (振动) 在内的质量的模拟计算达到了一个较高的品质。与此相对的是另外一方面自始至终要面对实际生产中的零部件与理论设计的偏差和生产实际公差带愈来愈严格的压力。

对于曲柄连杆机构可能存在各部分质量的分布方案以及用平衡重部分或完全进行平衡计算的大量的经典设计计算表格。这些表格的来源 [I57, I58, I59] 只是其中几个比较经典的计算实例。在分析不同作者所涉及的质量平衡文献时会发现它们的侧重点不同。因此在部分情况下也建议使用与实际情况比较相符的表格进行计算工作。这样在实际设计过程中肯定是非常有帮助的, 但一般情况下要以对具体案例的设计工作情况做充分的了解为前提条件。图示化的解决方案对此是有所助益的。但是, 即便如此也不能确保对每种应用情况都能可靠掌握。最终都需要采用在本节中广泛进行的“分析”工作。

5.2.1.1 单缸驱动机构的质量平衡

5.2.1.1.1 1 阶惯性力

在活塞式发动机质量平衡时涉及要尽量产生小的“基础反应”, 也就是通过在

⊖ 此外, 当前的论述遵循着工学博士 P. Riekert 教授 (当时的斯图加特技术学院的汽车专业教授) 的授课大纲“曲柄机构动力学”, 1957 年朱利斯·瓦格纳印刷, 斯图加特 - Bad Cannstatt。

振动源（发动机自身）上采取主要的措施把通过发动机悬置传递到车身上的低频振动降低到最小。产生这样效果的前提条件是对驱动机构进行有益的设计，使其无因质量不平衡产生的附加振动质量作用。质量不平衡作用可以理解为曲柄连杆机构组件的惯性力和惯性力矩的不平衡。上述两者因周期性的加速或减速以及离心力的作用而产生。

在质量平衡时要区分旋转的和往复振动的或平移的惯性力。旋转的惯性力随着曲轴进行转动，因而仅出现在1阶中。往复振动的惯性力也具有较高的阶别（参阅第4.2.3.3节）。但是，后者只有第2阶才有现实的意义。小的剩余4阶和更高的阶次的不平衡度不会进行平衡。

采用一种笛卡尔坐标系，然后再考虑轴向力和横向力（多缸发动机的纵向力矩和倾斜力矩）是很常见的，如图5.2-1所示。

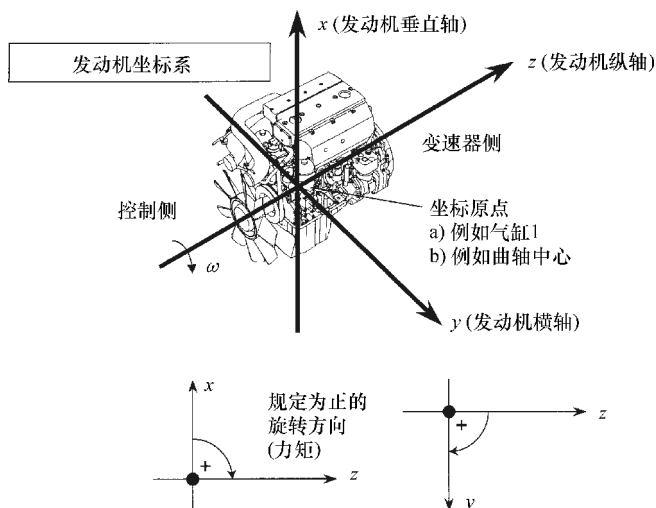


图5.2-1 发动机坐标系，包括正向和反向作用力矢量和力矩矢量的定义（规定正反旋转方向）

轴向力 F_{xi} 沿着发动机垂直轴（ x 方向）发生作用，横向力 F_{yi} 沿着发动机横向轴的方向（ y 轴）发生作用。作用力 F_{yi} 产生纵向力矩 M_x ，作用力 F_{xi} 产生倾斜力矩 M_y 。惯性力矩的前提是有一个力臂并因此要多于一个气缸。也存在一个所谓的质量旋转力矩 M_z 以及一个主要由燃气压力引起的围绕着 z 轴的力矩，也就是发动机轴向力，对此我们会在质量平衡本章的末尾进行讨论。驱动装置的质量作用可概括为力矢量和力矩矢量：

$$\vec{F} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix}, \quad \vec{M} = \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_z \end{bmatrix} \quad (5-38)$$

在这种情况下首先涉及如何感知单缸曲柄连杆机构的这些力的作用。在表5.2-1中对此规定了决定性的参数。相应的方程符号应如何理解，也请参阅图

5.2-2。

表 5.2-1 单缸驱动装置的曲柄连杆机构的惯性力：规定和联系
(说明请参阅图 5.2-2 或者第 4.1 和 4.2 节中有关连杆和活塞的内容)

a) 曲柄连杆机构尺寸	
曲柄半径	r
曲轴质量中心半径	r_1
连杆中心距	l_{pl}
连杆质心位置距连杆大头孔距离	l_{pl1}
连杆曲柄比	$\lambda_{pl} = \frac{r}{l_{pl}}$ (5-39)
b) 曲柄连杆机构质量	
曲轴质量	m_{KW}
活塞总质量 (活塞 + 活塞销 + 活塞环)	m_{Kges}
连杆质量	m_{pl}
c) 按比例分配/减少的当量质量 (曲轴转化到曲轴的旋转中心、连杆质量分别转化到大小头)	
减少的曲柄的当量质量	$m_{KWrot} = m_{KW} \frac{r_1}{r}$ (5-40)
连杆往复质量 (小头质量)	$m_{plosz} = m_{pl} \frac{l_{pl1}}{l_{pl}}$ (5-41)
连杆旋转质量 (大头质量)	$m_{plrot} = m_{pl} \left(1 - \frac{l_{pl1}}{l_{pl}}\right)$ (5-42)
活塞连杆组的往复质量	$m_{osz} = m_{Kges} + m_{plosz} = m_{Kges} + m_{pl} \frac{l_{pl1}}{l_{pl}}$ (5-43)
单位曲柄的旋转质量	$m_{rot} = m_{KWrot} + m_{plrot} = m_{KW} \frac{r_1}{r} + m_{pl} \left(1 - \frac{l_{pl1}}{l_{pl}}\right)$ (5-44)
旋转质径积	$M_{mrot} = (m_{KWrot} + m_{plrot})r = m_{KW}r_1 + m_{pl}r \left(1 - \frac{l_{pl1}}{l_{pl}}\right)$ $M_{mrot} = m_{rot}r$ (5-45)
d) 惯性力	
往复惯性力	$F_{mosz} = m_{osz}r\omega^2 (\cos\varphi + A_2\cos2\varphi + A_4\cos4\varphi + \dots)$ $A_2 = \lambda_{pl} + \frac{1}{4}\lambda_{pl}^3 + \frac{15}{128}\lambda_{pl}^5, A_4 = -\frac{1}{4}\lambda_{pl}^3 - \frac{3}{16}\lambda_{pl}^5$ (5-46)
1 阶振动往复惯性力	$F_{mosz}^{(1)} = \hat{F}_{mosz}^{(1)}\cos\varphi = m_{osz}r\omega^2\cos\varphi$ (5-47)
2 阶振动往复惯性力	$F_{mosz}^{(2)} \approx m_{osz}r\omega^2\lambda_{pl}\cos2\varphi$ (5-48)
旋转惯性力	$F_{mrot} = M_{mrot}\omega^2 = m_{rot}r\omega^2$ $F_x^{(1)} = m_{osz}r\omega^2\cos\varphi + m_{rot}r\omega^2\cos\varphi$ (5-49)
1 阶纵向力	$F_x^{(1)} = r\omega^2 (m_{osz} + m_{rot})\cos\varphi$ (5-50)
横向力	$F_y = m_{rot}r\omega^2\sin\varphi$ (5-51)
1 阶纵向力与横向力的关系	$F_x^{(1)} = (F_{mosz}^{(1)} + F_{mrot})\cos\varphi$ 或 $F_y = F_{mrot}\sin\varphi$ (5-52)

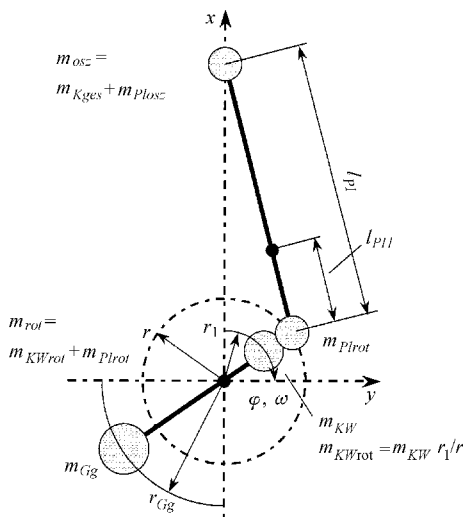


图 5.2-2 曲柄连杆机构当量质量系统和影响惯性力的主参数

5.2.1.1.2 单缸发动机曲柄连杆机构中通过平衡重进行平衡的方法

为了使得单缸曲柄连杆机构获得完全的质量平衡效果，必须按照量和方向将所有自由不平衡惯性力“归零”。通过施加平衡质量（就曲轴而言，以“平衡重”的形式，将其安装在曲柄臂下方，也即沿着与连杆轴颈相对方向）开启了下列的可能性：

- 平衡横向力 = 平衡旋转惯性力
- 1 阶纵向力平衡
- 部分平衡 1 阶纵向力和横向力（100%）；特殊情况：“标准平衡”（平衡 50% 的往复振动惯性力和 100% 的旋转惯性力）

相对于曲轴，在连杆上安装平衡重在实际情况会因空间上的原因而无法进行。因此，在连杆上加平衡重的方法降低到理论上程度（无实际应用的可能性）：

- 横向力平衡 = 平衡旋转惯性力
- 平衡 1 阶及以上的振动惯性力

a) 横向力平衡 = 平衡旋转的质量

根据表 5.2-1 适用下列方程：

$$F_y \text{ 及 } F_{mrot} = 0: m_{KW}r_1 + m_{Pl}r\left(1 - \frac{l_{Pl}}{l_{Pl}}\right) = 0 \quad (5-53)$$

通过平衡曲轴的试验可得出质心的位置（半径）

$$r_1 = -\frac{m_{Pl}}{m_{KW}}r\left(1 - \frac{l_{Pl}}{l_{Pl}}\right) < 0 \quad (5-54)$$

也就是说，反向推移曲轴重心位置首先也不是一个合理的解决方案。相反，在曲轴反向延长部分上加上平衡重，以将整个重心放在曲轴的旋转轴中则是一个与目

标相符的方法：

$$m_{KW}r_1 - m_{Gg}r_{Gg} + m_{Pl}r\left(1 - \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}}\right) = 0 \quad (5-55)$$

对于到目前为止不带平衡重 $m_{KW}r_1$ 的质径积可以按含义描述为 $m_{KW0}r_{10}$ 。带平衡重的曲轴适用的是 $m_{KW}r_1 = m_{KW0}r_{10} - m_{Gg}r_{Gg}$ 。在后续的说明中，如果未经特别说明，则始终以上述索引为出发点，不得使用其他索引。据此得出平衡重质量 m_{Gg} 和重心半径 r_{Gg} 。当然，在两个曲柄臂上布置平衡重时应无力矩，也就是对称式的布置。

$$m_{Gg} = \frac{1}{r_{Gg}} \left[m_{KW}r_1 + m_{Pl}r \left(1 - \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}} \right) \right] = \frac{r}{r_{Gg}} (m_{KWrot} + m_{Plrot}) = \frac{r}{r_{Gg}} m_{rot} \quad (5-56)$$

借助连杆平衡的备选试验可限定连杆的重心

$$l_{Pl1} = l_{Pl} \left(1 + \frac{m_{KW}r_1}{m_{Pl}r} \right) > l_{Pl} \quad (5-57)$$

也就是说连杆的重心移到远离小连杆孔的一侧。但是，所需附加质量的量级与活塞内部空间的实际情况并不相符。在这里，连杆在连杆孔和活塞底面之间运动空间尤其在压缩高度最小化情况下极为狭窄。因此，这种可能性只是单纯理论上得出的，实际上并不能实现。

应尽可能实现 100% 平衡旋转的惯性力，但是在实际情况下因各种不同的原因不总是能够完全实现。在这种情况下除有空间布置上的问题外，也会从像曲轴的固有特性（如扭转振动特性）等各个方面来进行讨论。

b) 平衡 1 阶纵向力

根据表 5.2-1 适用下列方程：

$$F_x^{(1)} = 0: \quad \left(m_{Kges} + m_{Pl} \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}} \right) r + m_{KW}r_1 + m_{Pl}r \left(1 - \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}} \right) = 0 \quad (5-58)$$

及

$$(m_{Kges} + m_{Pl})r + m_{KW}r_1 = 0 \quad (5-59)$$

需要再次在曲轴上配置平衡重，以使共同的重心放在其旋转轴上：

$$(m_{Kges} + m_{Pl})r + m_{KW}r_1 - m_{Gg}r_{Gg} = 0 \quad (5-60)$$

据此得出平衡重质量

$$\begin{aligned} m_{Gg} &= \frac{1}{r_{Gg}} [m_{KW}r_1 + (m_{Kges} + m_{Pl})r] \\ &= \frac{r}{r_{Gg}} (m_{KWrot} + m_{Plrot} + m_{Kges} + m_{Plosz}) = \frac{r}{r_{Gg}} (m_{rot} + m_{osz}) \end{aligned} \quad (5-61)$$

如果观察方程 (5-56)，便会发现无法同时实现横向力的平衡。如上所示，平衡重对于“振动质量来说过大”。往复振动的惯性力仅在横向上“得到抑制”，就像从方程 (5-56) 和 (5-61) 的平衡重质量之差中显而易见的那样：

$$\Delta m_{Gg} = \frac{r}{r_{Gg}} (m_{Kges} + m_{Plosz}) = \frac{r}{r_{Gg}} m_{osz} \quad (5-62)$$

因此,无法同时对1阶横向力和纵向力进行100%的平衡。

c) 在进行完整横向力平衡时对1阶纵向力进行部分平衡

根据a)和b)得出的结论,我们知道需要采取一个折中方案。需采用因数 Ω , ($0 \leq \Omega \leq 1$), $\Omega=0$ 代表100%的横向力平衡, $\Omega=1$ 代表对1阶纵向力100%的平衡。因而,相应的方程为 $F_{mosz}\Omega + F_{mrot} = 0$, 其中在实际中选用的是选择因数 Ω 时不要大于0.5。根据表5.2-1, 以下公式适用:

$$\left(m_{Kges} + m_{Pl} \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}}\right)r\Omega + m_{KW}r_1 + m_{Pl}r\left(1 - \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}}\right) = 0 \quad (5-63)$$

d) “标准平衡”的特殊情况

在标准平衡(也称为“均匀”平衡纵向力和横向力)的情况下,会将因数设定为 $\Omega=0.5$ 。根据方程(5-63)随后得出下列方程:

$$\left(m_{Kges} + m_{Pl} \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}}\right)\frac{r}{2} + m_{KW}r_1 + m_{Pl}r\left(1 - \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}}\right) = 0 \quad \text{及} \quad (5-64)$$

$$\left[\frac{m_{Kges}}{2} + m_{Pl}\left(1 - \frac{l_{Pl1}}{2l_{Pl}}\right)\right]r + m_{KW}r_1 = 0 \quad (5-65)$$

对于一个技术上合理的方案来说,应相应地设置a)和b)两个平衡质量:

$$\begin{aligned} \left[\frac{m_{Kges}}{2} + m_{Pl}\left(1 - \frac{l_{Pl1}}{2l_{Pl}}\right)\right]r + m_{KW}r_1 - m_{Gg}r_{Gg} &= 0 \quad \text{及} \\ m_{Gg} &= \frac{1}{r_{Gg}}\left\{m_{KW}r_1 + \left[\frac{m_{Kges}}{2} + m_{Pl}\left(1 - \frac{l_{Pl1}}{2l_{Pl}}\right)\right]r\right\} \\ &= \frac{r}{r_{Gg}}\left(m_{KWrot} + m_{Plrot} + \frac{m_{Kges}}{2} + \frac{m_{Plosz}}{2}\right) \\ m_{Gg} &= \frac{r}{r_{Gg}}\left(m_{rot} + \frac{m_{osz}}{2}\right) \end{aligned} \quad (5-66)$$

“均匀”平衡1阶横向力和纵向力的意思是沿纵向平衡旋转惯性力和50%的往复惯性力。如图5.2-3所示,横向(沿着该方向仅出现旋转惯性力)的平衡重仅占有平衡50%的往复惯性力的比例。在横向方向上会“抑制”50%的往复惯性力(在往复惯性力平衡时,仍为100%):

$$\Delta m_{Gg} = \frac{r}{2r_{Gg}}(m_{Kges} + m_{Plosz}) = \frac{r}{2r_{Gg}}m_{osz} \quad (5-67)$$

未平衡的惯性力在横向和纵向上是相等的,即1阶往复惯性力的50%。

e) 1阶和更高阶往复惯性力的完全平衡

从理论上来说,同时对1阶以及所有高阶往复惯性力进行完全平衡是可行的,并意味着活塞和连杆的共同质量重心必须移动到连杆轴颈上。根据表5.2-1, 以下方程适用:

$$m_{osz} = 0; \quad m_{Kges} + m_{Pl} \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}} = 0 \quad \text{及} \quad l_{Pl1} = -\frac{m_{Kges}}{m_{Pl}}l_{Pl} < 0 \quad (5-68)$$

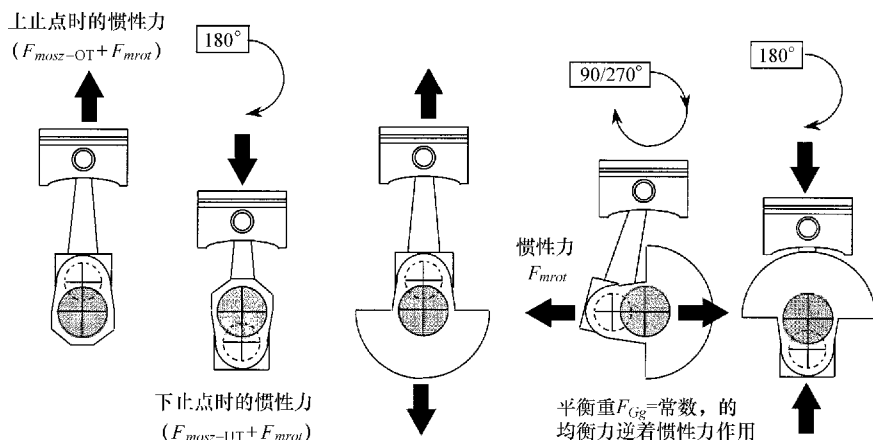


图 5.2-3 往复和旋转的平衡重的惯性力作用

因此, 连杆重心必须通过加上一个附加质量使其朝连杆小头下方移动。在这里无法实现完全平衡, 因为在狭窄的曲轴箱内无法设置相应的质量块。借助所谓的“根部平衡”(这种方法有时被称为根部平衡)可实现部分改进。这种方法早在更早以前就被“重新发掘出来”了^{[161], [162]}。连杆重心(重心间距 l_{pl})朝连杆大头推移得越近, 则连杆的往复振动质量比例就越低, 因而所有阶别的往复振动质量 m_{osz} (如上所述) 都可以相同的方式取得较好的平衡。如示例^[161]所示的那样, 可通过其他的措施对有限的附加质量提供支持(例如在降低连杆和活塞质量的同时加长连杆), 对于在这方面有较大问题的 4 缸发动机, 采用这一措施后 2 阶往复惯性力明显降低(相对于以前的发动机^[161]可降低 12%)。仅“根部平衡”对此就做出了一半的贡献。

f) 1 阶及更高阶往复惯性力的完全平衡

如果按照 e) 借助“根部平衡”完全平衡振动惯性力, 根据 a) 附加将平衡重安装在曲轴上(这将活塞、连杆和曲柄的共同重心移动到曲轴轴线中), 则完全平衡 1 阶及以上阶的往复惯性力从理论上来说是可能的。但是, 另一方面连杆根部质量增加了曲轴的平衡重质量。

g) 低平衡、过度平衡、“受干扰”的质量平衡

如上所述, 一般情况下应尽可能至少平衡旋转的惯性力。如果也要平衡往复惯性力, 则“标准平衡”也会是一个常见的折中方案。如果(也因质量不符合需要)平衡掉多于 50% 的往复惯性力, 则称为过度平衡; 如果低于 50%, 则称为低平衡。图 5.2-4 用示意图演示了取决于曲柄角度的近椭圆的往复惯性力曲线。如果已平衡了旋转的质量, 则尚余的惯性力矢量会沿着纵向方向振动。如果要平衡沿着轴向方向的惯性力, 则尚余的惯性力矢量会沿着横向方向振动。在“标准平衡”时, 尚余的惯性力矢量会以恒定的量旋转, 即呈圆形旋转, 在低平衡时其形成一个“垂直”的近椭圆轨道, 在过度平衡时其形成一个“水平”的近椭圆轨道。借助已采

用的平衡因子 Ω ，余力的计算方法如下：

$$F_{xRest}^{(1)} = m_{osz}(1 - \Omega)r\omega^2 \cos\varphi \text{ 及 } F_{yRest} = m_{osz}\Omega r\omega^2 \sin\varphi \quad (5-69)$$

$$/F_{mRest}/ = m_{osz}r\omega^2 \sqrt{\Omega^2 \sin^2\varphi + (1 - \Omega)^2 \cos^2\varphi} \quad (5-70)$$

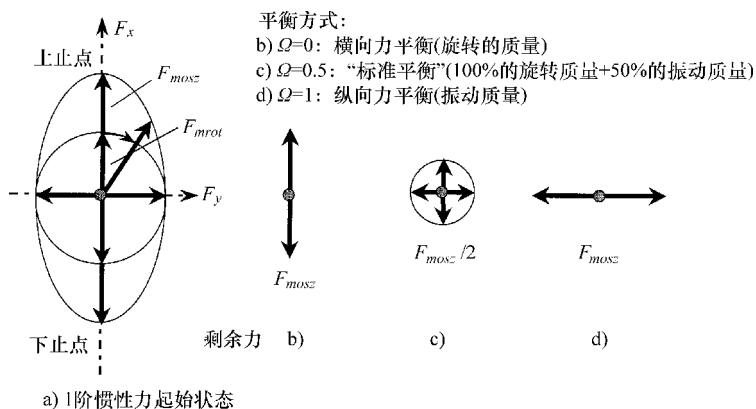


图 5.2-4 平衡度因数为 Ω 取决于平衡度(系数)的 1 阶惯性力矢量(余力矢量)

方程(5-70)给出了残余的惯性力矢量(余力矢量)的量。也可借助第二个相反的以曲轴转速旋转的作用力矢量来表现未平衡的或者类似于未平衡余力的惯性力，请参阅图 5.2-5。沿曲轴正向旋转方向旋转的并因而可通过一个反向作用的力矢量(平衡重)来进行平衡的力矢量从量上来说跟质量 $m_{osz}/2 + m_{rot}$ 的力矢量大小相等。反向的也就是逆向旋转的力矢量从数量上来说跟质量 $m_{osz}/2$ 的力矢量大小相等。通过矢量叠加来形成实际作用的惯性力。与平衡重的惯性力作用相符的力矢量可从正向旋转的矢量上按量减去。剩下一个正向旋转的余力矢量和未变化的反向旋转的力矢量。再次通过矢量叠加产生尚余的惯性力矢量(余力)。当然，反向旋转的力矢量不能通过一个基于平衡重的力矢量来平衡。在“标准平衡”时，正向旋转的力矢量会消失。值得注意的是，惯性力矢量的角速度一般情况下并不是恒定的。相对于曲轴的角速度会出现周期性的加速和减速。

h) 对最佳平衡振动惯性力方面的考虑

除了上述考虑之外，还有通过平衡重最佳平衡往复惯性力的方案。这基于下列努力，即按照后续的标准来处理剩余往复惯性力或者合成纵向力的曲线。在这里用一个近似的方程来考虑往复惯性力：

$$F_{mosz} \approx m_{osz}r\omega^2 (\cos\varphi + \lambda_{pl}\cos 2\varphi) \quad (5-71)$$

基于这方面的考虑，平衡重仅用于平衡往复惯性力的质量(已完成平衡旋转质量的任务)。随后按照其 x 和 y 坐标分量来划分平衡重的惯性力：

$$F_{Ggx} = m_{Gg}r_{Gg}\omega^2 \cos(\varphi - 180^\circ) = -m_{Gg}r_{Gg}\omega^2 \cos\varphi \quad (5-72)$$

$$F_{Ggy} = m_{Gg}r_{Gg}\omega^2 \sin(\varphi - 180^\circ) = -m_{Gg}r_{Gg}\omega^2 \sin\varphi \quad (5-73)$$

为计算平衡重的质量要进行下列假设：

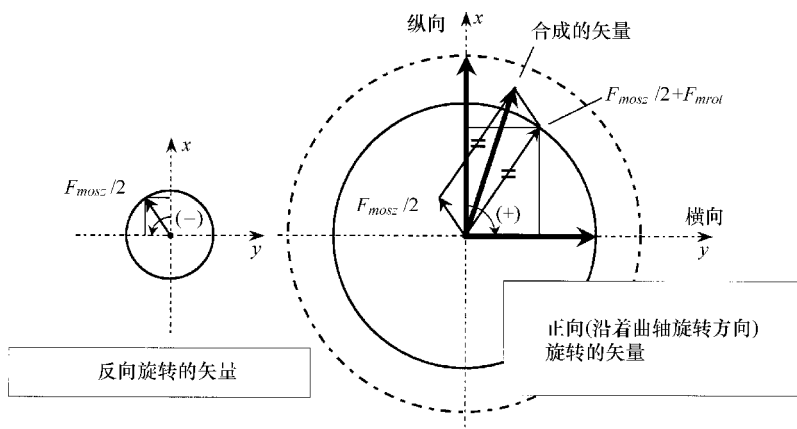


图 5.2-5 正向和反向旋转矢量的矢量叠加形成的惯性力示意图

$$m_{Gg} r_{Gg} = \Omega m_{osz} r \quad (5-74)$$

首先未详细确定的因子 Ω 再次说明了往复质量的平衡度。现在要求由剩余往复惯性力和旋转平衡重的惯性力合成的力满足特定的条件。根据 Pythagoras, 通过方向分量来计算合成力的值:

$$\begin{aligned} F_{res}^2 &= (F_{mosz} - F_{Ggx})^2 + F_{Ggy}^2 \\ &= m_{osz}^2 r^2 \omega^4 \{ [(1 - \Omega) \cos \varphi + \lambda_{pl} \cos 2\varphi]^2 + \Omega^2 \sin^2 \varphi \} \end{aligned} \quad (5-75)$$

为确定 Ω , 可寻找各种有用的条件:

条件 I:

$$F_{res}(\varphi) = \min. \Rightarrow \frac{dF_{res}}{d\Omega} = 0$$

由此得出

$$\Omega = 0.5 + \cos 2\varphi (0.5 + \lambda_{pl} \cos \varphi) \quad (5-76)$$

计算线性平均值, 得出

$$\bar{\Omega} = \frac{1}{\pi} \int_0^\pi \Omega(\varphi) d\varphi = 0.5 \quad (5-77)$$

计算均方值时

$$\sqrt{\overline{\Omega^2}} = \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^\pi \Omega^2(\varphi) d\varphi} = \sqrt{\frac{3}{8} + \frac{\lambda_{pl}^2}{4}} \quad (5-78)$$

$\sqrt{\overline{\Omega^2}} > 0.612$ 。对于 $\lambda_{pl} = 0.25$, 均方值为 0.625, 对于 $\lambda_{pl} = 0.33$ 来说, 0.634 仅比前值略大。

条件 II:

$$\sqrt{\overline{F_{res}^2}} = \min. \Rightarrow \frac{d}{d\Omega} \sqrt{\frac{1}{\pi} \int_0^\pi F_{res}^2(\varphi) d\varphi} = 0; \text{由此得出 } \Omega = 0.5 \quad (5-79)$$

目前用于确定最佳平衡度 Ω 的“积分”法（曲轴旋转一圈的平均值）方案可对照涉及合成作用力最大值的方案。相应的条件要求根据数值来平衡这些最大值。

条件Ⅲ：

$$F_{res}^2(0^\circ) + F_{res}^2(90^\circ) = \min. \Rightarrow \frac{d}{d\Omega} \sum_{i=1}^2 F_{resi}^2 = 0 \quad (5-80)$$

$$\text{由此得出方程 } \lambda_{pl}(1 - \Omega) - 2\Omega + 1 = 0 \text{ 和解} \quad (5-81)$$

$$\Omega = 0.5 + \frac{\lambda_{pl}}{2(2 + \lambda_{pl})} \quad (5-82)$$

当 $\lambda_{pl}=0.25$ 时, $\Omega=0.556$, 相应地, 当 $\lambda_{pl}=0.33$ 时, 则 Ω 为 0.571。

条件Ⅳ：

$$F_{res}^2(0^\circ) - F_{res}^2(90^\circ) = 0 \quad (5-83)$$

由此得出方程

$$2\lambda_{pl}(1 - \Omega) - 2\Omega + 1 = 0 \text{ 及} \quad (5-84)$$

$$\Omega = 0.5 + \frac{\lambda_{pl}}{2(1 + \lambda_{pl})} \quad (5-85)$$

如果 $\lambda_{pl}=0.25$, 则 $\Omega=0.6$, 如果 $\lambda_{pl}=0.33$, 则 Ω 相应地为 0.624。虽然合力的一个最大值（极限值）在 0° 时出现, 但并不正好为 90° , 方程 (5-85) 仅是一个近似解。因此还要考虑一个修正项^①：

$$\frac{-\lambda_{pl}}{8(1 + \lambda_{pl})^2(1 + 2\lambda_{pl})^2} \quad (5-86)$$

对于条件Ⅳ来说最佳的折中方案为

$$\Omega = 0.5 + 0.36\lambda_{pl} \quad (5-87)$$

图 5.2-6 以示例的方式图示了连杆比 $\lambda_{pl}=0.25$ 的取决于平衡因子 Ω 的合成力曲线。如果致力于借助满足相应的条件来一起（也就是不专门按照阶数）优化振动惯性力的效果, 则可以发现从计算上来说最佳值在 $\Omega=0.5$ （“标准平衡”）和略大于 0.6 的数值之间。这以实际的经验涵盖了不同的发动机制造商, 因此用于平衡往复惯性力的质量平衡度应略大于 50%。这一结论涉及单缸和 V 形角度为 45° 的 V2 发动机。

5.2.1.2 借助平衡重来平衡多缸驱动装置的质量

5.2.1.2.1 直列发动机的 1 阶惯性力平衡

在多缸驱动装置上通过曲轴的中央对称的曲柄布置来平衡一阶惯性力。在这种情况下点火顺序是无关紧要的。如果曲柄平面在投影中〔沿发动机的纵向方向（ z 方向）观察〕形成的是一个在光线之间带相同角度的星形, 则说明是中央对称。对于四冲程发动机来说, 应满足以下条件：

① 根据工学博士 P. Rieker 教授的“曲柄机构动力学”, 他当时是斯图加特技术学院的教授, 朱利斯·瓦格纳 1957 年印刷, 斯图加特 - Bad Cannstatt。

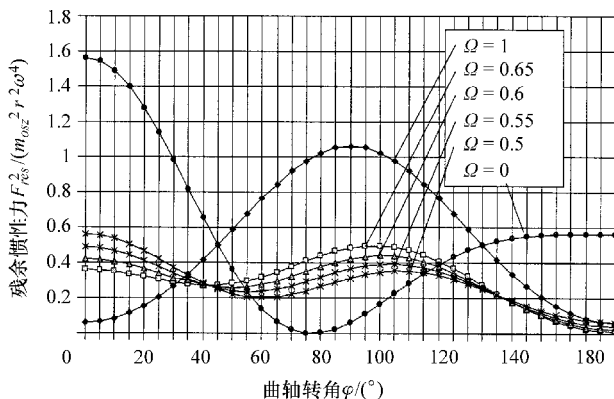


图 5.2-6 连杆比为 $\lambda_{pl} = 0.25$ 时取决于平衡因子 Ω 的合成力 F_{res}^2 的曲线

$$\sum_{k=1}^z \cos \varphi_k^{(i)} = \sum_{k=0}^{z-1} \cos ki \frac{4\pi}{z} = 0 \left(\sum_{k=0}^{z-1} \sin ki \frac{4\pi}{z} = 0 \right) \quad (5-88)$$

式中， $4\pi/z$ 是曲轴的曲柄偏移角； z 是气缸数； i 是阶数。因此， $i4\pi/z$ 是第 2 阶“曲柄”光线之间的角， $\varphi_k^{(i)}$ 或者 $i4\pi/z$ 在 1 阶曲柄中是真实的，而在更高阶曲柄中是假设的，可分配给各个气缸的第 i 阶“曲柄”的曲柄偏移角。对于未平衡的阶次来说，在带中央对称曲轴的直列式发动机中， $\cos$ 项的总和等于 z ，也就是说，所有气缸该阶的往复惯性力相位相等（同时朝纵向方向作用），因此单位矢量要加起来。借助阶次 $i=1、2、4、6、\dots$ 的相应数值可迅速找到一个特定缸数 z 的未平衡的阶次。在直列式发动机中仅在 1 阶中出现的旋转惯性力在中央对称时同样对外平衡。在 V 形发动机上由于气缸轴线有一偏斜角度，因而也会出现较高阶次的旋转惯性力（ $\sin$ 项）。

对于不同气缸数 z 的直列式发动机，有如下几种情况，见表 5.2-2。

表 5.2-2 多缸发动机的质量平衡

气缸数 z	做功间隔角 $4\pi/z$	未平衡的阶次 i ，系数 z						
		1.	2.	4.	6.	8.	10.	12.
2	$360^\circ \ominus$	2	2	2	2	2	2	2
3	240°	—	—	—	3	—	—	3
4	180°	—	4	4	4	4	4	4
5	144°	—	—	—	—	—	5	—
6	120°	—	—	—	6	—	—	6

⊖ 两缸直列式发动机特殊情况：在实际情况下优先使用 180° 的曲柄角，以便让 1 阶的质量矩的负荷向外无作用力（注意 R2 “Twin” 发动机的所有阶次上未均衡的质量力）。

在使用方程 (5-67) 的情况下借助四缸直列式发动机的一个简单的计算示例应满足:

$$\begin{aligned}\sum F_x^{(1)} &= F_I^{(1)} \sum_{k=1}^z \cos \varphi_k^{(1)} = F_I^{(1)} \sum_{k=0}^3 \cos k\pi \\ \sum F_y &= F_{II} \sum_{k=1}^z \sin \varphi_k^{(1)} = F_{II} \sum_{k=0}^3 \sin k\pi\end{aligned}\quad (5-89)$$

$$\sum F_x^{(2)} = F_I^{(2)} \sum_{k=1}^z \cos \varphi_k^{(2)} = F_I^{(2)} \sum_{k=0}^3 \cos k2\pi \quad (5-90)$$

$$\begin{aligned}F_I^{(1)} &= \hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot} = r\omega^2 (m_{osz} + m_{rot}) \\ F_{II} &= F_{mrot} = r\omega^2 m_{rot}, F_I^{(2)} \approx r\omega^2 \lambda_{pl} m_{osz}\end{aligned}\quad (5-91)$$

$$\sum_{k=0}^3 \cos k\pi = \cos 0^\circ + \cos 180^\circ + \cos 360^\circ + \cos 540^\circ = 1 - 1 + 1 - 1 = 0$$

$$\sum_{k=0}^3 \sin k\pi = \sin 0^\circ + \sin 180^\circ + \sin 360^\circ + \sin 540^\circ = 0 + 0 + 0 + 0 = 0$$

$$\sum_{k=0}^3 \cos k2\pi = \cos 0^\circ + \cos 360^\circ + \cos 720^\circ + \cos 1080^\circ = 1 + 1 + 1 + 1 = 4$$

即便通过一个合适的多缸排列将整体的惯性力全部平衡,也不能完全放弃使用平衡重,原因是内力矩的作用。相互消除的惯性力虽然不会引起曲轴系统的整体反应(力及力矩不平衡),但是会继续存在并且造成曲轴变形。平衡重用于纠正曲轴的弯曲变形,以使各个主轴承不承受过高负荷并且让曲轴传递到气缸体的动态弯曲力矩尽量小^[157,163]。

5.2.1.2.2 平衡 V2 发动机上的自由惯性力

V 形发动机的特点已经反复讨论过多次了,例如在 [156, 157, 163, 164, 165] 各处,因此,在本节中主要涉及任意 V 角的当前角度和移动的轴颈方面的内容。在过去一些年中可看出设计人员的雄心大涨,在一定的情况下会脱离“常规”的 V 角或者虽然生产成本较高但是还是采用复杂的轴颈相互错开的曲轴。例如在欧宝 V6 发动机上为了提高紧凑程度而选择 54° 的降低的 V 角来代替常规的 60° V 角。为保证均匀点火间距,将 V 形气缸相对的轴颈相互错开 66°。轴颈的错开角也称为连杆错开角 δ 。

曲柄连杆机构和所有参数规定的 V 形气缸对请参阅图 5.2-7 的示意图,该图中图示了任意的 V 角 α 和连杆错位角 δ 。 φ_1 和 φ_2 是分配给气缸 1 和 2 的曲柄角。如果将上一级的笛卡尔 (x, y) 发动机坐标系选择为坐标系并根据 x 轴测量曲柄角 φ ,随后适用下列与气缸轴相关的角变换:

$$\varphi_1 = \varphi + \frac{\alpha_V}{2}$$

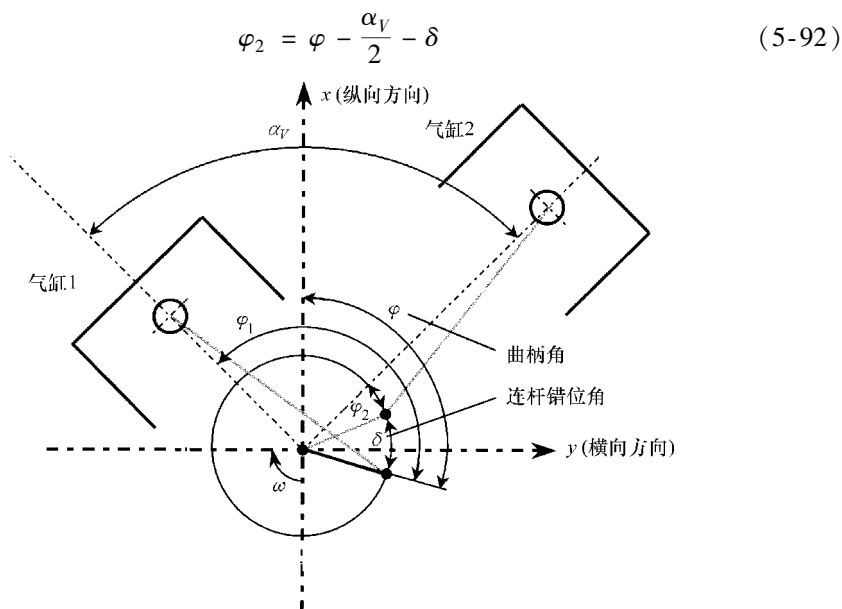


图 5.2-7 V 形气缸对的曲柄连杆机构的示意图；任意 V 角 α_V 和连杆错位角 δ 的参数规定

应将两个气缸的惯性力的 x 和 y 分量相加：

$$F_x = (F_{x1} + F_{x2}) \cos \frac{\alpha_V}{2} + (F_{y1} - F_{y2}) \sin \frac{\alpha_V}{2} \quad (5-93)$$

$$F_y = (-F_{x1} + F_{x2}) \sin \frac{\alpha_V}{2} + (F_{y1} + F_{y2}) \cos \frac{\alpha_V}{2} \quad (5-94)$$

在下面以示例的方式仅对 1 阶的作用力进行观察：

$$F_{x1}^{(1)} = (\hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot}) \cos \varphi_1, \quad F_{y1} = F_{mrot} \sin \varphi_1 \quad (5-95)$$

$$F_{x2}^{(1)} = (\hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot}) \cos \varphi_2, \quad F_{y2} = F_{mrot} \sin \varphi_2 \quad (5-96)$$

式中， $\hat{F}_{mosz}^{(1)}$ 是振动惯性力的峰值； F_{mrot} 是以恒定的量旋转的惯性力。借助公式 (5-92) ~ (5-96) 这些相互联系，在几个三角形变换后，V 形驱动装置的惯性力可描述为略微变化的形式：

$$F_x^{(1)} = \left[\hat{F}_{mosz}^{(1)} \cos \left(\frac{\alpha_V}{2} + \frac{\delta}{2} \right) \cos \frac{\alpha_V}{2} + F_{mrot} \cos \frac{\delta}{2} \right] 2 \cos \left(\varphi - \frac{\delta}{2} \right) \quad (5-97)$$

$$F_y^{(1)} = \left[\hat{F}_{mosz}^{(1)} \sin \left(\frac{\alpha_V}{2} + \frac{\delta}{2} \right) \sin \frac{\alpha_V}{2} + F_{mrot} \cos \frac{\delta}{2} \right] 2 \sin \left(\varphi - \frac{\delta}{2} \right) \quad (5-98)$$

对于 100% 的质量平衡来说，方括号内的项必须归零。在进一步三角形变换后，相应的条件如下：

$$\hat{F}_{mosz}^{(1)} \left[\cos \frac{\delta}{2} + \cos \left(\alpha_V + \frac{\delta}{2} \right) \right] + 2F_{mrot} \cos \frac{\delta}{2} = 0 \text{ 及}$$

$$\hat{F}_{mosz}^{(1)} \left[\cos \frac{\delta}{2} - \cos \left(\alpha_V + \frac{\delta}{2} \right) \right] + 2F_{mrot} \cos \frac{\delta}{2} = 0 \quad (5-99)$$

只有在下列情况下才会满足这些条件

$$\cos \left(\alpha_V + \frac{\delta}{2} \right) = 0 \quad (5-100)$$

方案 1:

$\delta = \pi - 2\alpha_V$, 也就是说, 一个任意的 V 角迫使产生一个连杆错位角 δ 。

方案 2:

$\delta = 0$ 和 $\alpha_V = \frac{\pi}{2}$, 也就是说, 无连杆错位角时 V 角为 90° 。

借助满足的质量平衡的前提条件可从方程 (5-99) 中推导出确定平衡重的条件:

$$F_{mosz}^{(1)} + 2F_{mrot} = 0; \quad (5-101)$$

$$\left(m_{Kges} + m_{Pl} \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}} \right) r + 2 \left[\frac{m_{KW}}{2} r_1 + m_{Pl} r \left(1 - \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}} \right) \right] = 0$$

曲柄质量按两个气缸分配。因此只允许设置 $m_{KW}/2$ 。跟单缸驱动装置的执行方式一样, 随后如下计算平衡重质量。

$$m_{Gg} = \frac{1}{r_{Gg}} \left[m_{Kges} r + m_{Pl} r \left(2 - \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}} \right) + m_{KW} r_1 \right] \text{ 及} \quad (5-102)$$

$$m_{Gg} = \frac{r}{r_{Gg}} \left[m_{Kges} + m_{Pl} + 2m_{Plrot} + m_{KW} \frac{r_1}{r} \right] \text{ 及} \quad (5-103)$$

$$m_{Gg} = \frac{r}{r_{Gg}} [m_{Kges} + m_{Pl} + 2m_{Plrot} + m_{KWrot}] = \frac{r}{r_{Gg}} [m_{osz} + vm_{rot}] \quad (5-104)$$

$$v = 1 + \frac{m_{Plrot}}{m_{rot}}$$

(注意: 在这里 m_{rot} 的定义请参阅表 5.2-1, 也就是跟单缸发动机一样; 相应地只包含连杆部分。)

在 V 形驱动装置上也可使用一个正向旋转和一个反向旋转矢量的矢量叠加的主意。上述的条件意味着, 反向旋转的矢量消失。因此可单独通过平衡重来平衡驱动装置。

类似的, 可将这些观察也放在 2 阶惯性力上。在平衡 1 阶惯性力时, 在 x 方向上还会有未平衡的 4、8、12 阶惯性力, 在 y 方向上有未平衡的 2、6、10 阶惯性力。

在双气缸 V 形发动机 (本田摩托车) 上安装空间有限情况下 V 角为 52° 的连杆错位角为 76° 的一个示例, 请参阅图 5.2-8^[167]。

在到目前为止的观察中涉及的是“非间接的”或者说直接的连杆连接。如前面所述, 除了特殊情况下错位的连杆之外, 两个连杆并排连接在同一个曲轴的连杆

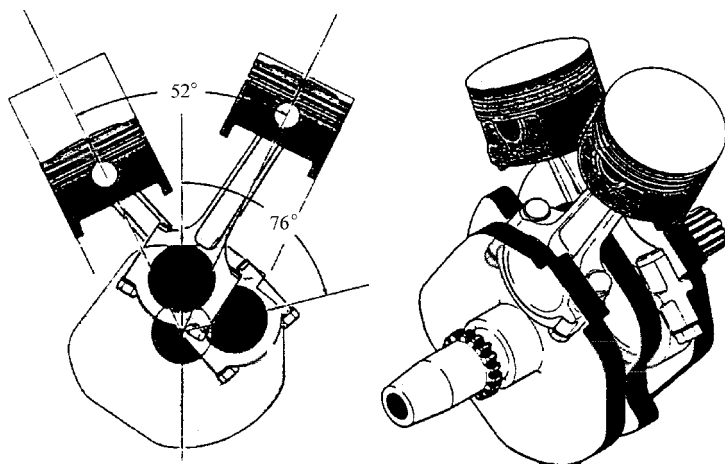


图 5.2-8 带用于完全平衡 1 阶惯性力的小 V 角和相应的连杆错位角的本田 V2 驱动装置, 根据 [167]

轴颈上。特殊情况在目前一般是指多缸 V 形发动机。但是, 这样的规格决定了轴颈错位 (连杆轴颈错位)。在以前尝试避免这样做。这有两个根本原因^[168]:

a) 较紧凑的气缸体

b) 避免因轴向力作用点偏心而造成轴承座承受额外负荷

为了避免采用错开连杆轴颈的设计方法, 不使用并列连杆 (同类件) 而使用一个主连杆和一个副连杆的结构。要区分这两种类型, 请参阅图 5.2-9:

a) 叉形连杆和直连杆

b) 主连杆和与其通过销轴相连的副连杆

但是, 由于主副连杆固有的结构问题, 使其在某些情况下叉形连杆轴承在实际生产中质量很难掌控; 在另一方面, 同时承受两个气缸的作用力或者在星形发动机中承受所有气缸的作用力的主连杆承受着极高负荷。此外, 由于运动轨迹的不同, 副连杆的行程会发生略微的改变。因此也会造成点火时刻推移。

在叉形连杆和直连杆相连时要注意两个连杆质量上的不同。如果未采取特殊的措施使两个连杆的质量一致, 则要联系着方程 (5-95) 或 (5-96) 对此相应地加以考虑。我们不对上面的情况进行假设, 此外我们假设小 V 角为 45° , 就像在哈雷摩托车发动机上实际出现的那样。系数 μ 和 ν 说明了指定给两个气缸的振动或旋转质量之比:

$$m_{osz2} = \mu m_{osz1}, m_{rot2} = \nu m_{rot1} \quad (5-105)$$

方程随后采用下列形式:

$$F_x^{(1)} = \hat{F}_{mosz}^{(1)} [0.3536(1 - \mu) \sin\varphi + 0.8536(1 + \mu) \cos\varphi] + F_{mrot}(1 + \nu) \cos\varphi \quad (5-106)$$

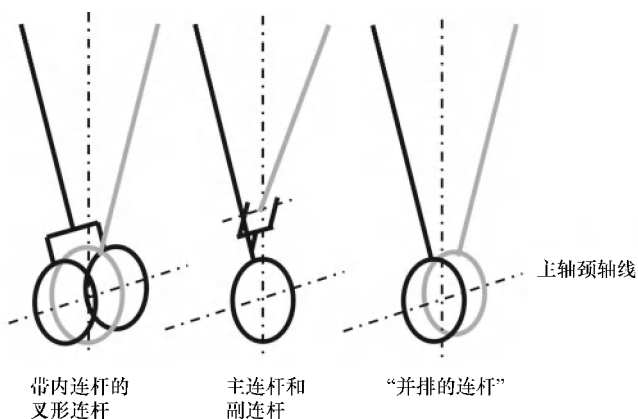


图 5.2-9 V 形发动机上并列连杆、叉形连杆和销轴连接连杆以及主连杆和副连杆的配置

$$F_y^{(1)} = \hat{F}_{mosz}^{(1)} [0.1465(1 + \mu) \sin \varphi + 0.3536(1 - \mu) \cos \varphi] + F_{mrot}(1 + \nu) \sin \varphi \quad (5-107)$$

在上述条件下（对此以前已经指出）无法进行完全的平衡。问题是往复质量的哪个平衡度是最佳的折中方案。在单缸驱动装置上最佳的折中方案是“标准平衡”。在这种情况下，余力矢量以恒定的量旋转。在这里也可通过下列方程来推导出来：

$$/F_{Rest}(0^\circ)/ = /F_{Rest}(90^\circ)/ \text{ 其中 } /F_{Rest}/ = \sqrt{F_{xRest}^2 + F_{yRest}^2} \quad (5-108)$$

$$F_{xRest} = F_x - F_{Ggx}, F_{yRest} = F_y - F_{Ggy} \quad (5-109)$$

从方程（5-106）、（5-107）可直接看出，可借助平衡重作用力来对旋转的惯性力

$$F_{Ggl} = -F_{mrot}(1 + \nu) \quad (5-110)$$

进行 100% 的平衡。度量用于部分平衡往复惯性力的附加平衡重要基于下列方程：

$$F_{Ggl} = -\Omega F_{mosz}^{(1)}, F_{Gglx} = -\Omega F_{mosz}^{(1)} \cos \varphi, F_{Ggly} = -\Omega F_{mosz}^{(1)} \sin \varphi \quad (5-111)$$

根据方程（5-106）~（5-111）。最终得到接近期望的结果：

$$\Omega = 0.5(1 + \mu) \quad (5-112)$$

在 $\alpha_v \neq 90^\circ$ 和 $\delta = 0^\circ$ 并且因是叉形连杆加上直连杆这种形式的连杆，在叉形连杆与直连杆质量不一致的情况下，“标准平衡”也是一个可接受的折中方案。

为保证 V 形发动机的平衡分析的完整性，在下面会对经典的带有主连杆和直销轴连接的副连杆的 V 形发动机的平衡特性进行说明。相对于历史上飞机用星形发动机时代来讲说，该结构形式在今天不具备实际意义。图 5.2-10 图示了因主连杆和副连杆不一致造成的运动变化的情况。 c_N 是主连杆上角度 γ_N 下的销轴臂，其上直接连接副连杆。下列参数描述了其特性：

$$\text{连杆曲柄比} \quad \lambda_{Pl} = \frac{r}{l_{Pl}}, \quad \lambda_{PlN} = \frac{r}{l_{PlN}} \quad (5-113)$$

$$\text{连接比} \quad \rho_N = \frac{c_N}{l_{Pl}} \quad (5-114)$$

$$\text{角差} \quad \delta_N = \gamma_N - \alpha_V \quad (5-115)$$

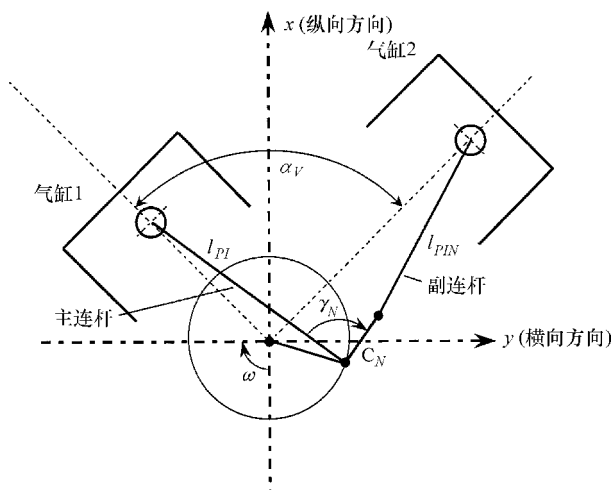


图 5.2-10 销轴式主副连杆结构 V 形发动机的曲柄连杆机构的示意图 (主连杆和与其通过销轴连接的副连杆); 参数规定; 特别的连接臂 c_N 和角度 γ_N (特殊情况 $\gamma_N = \alpha_V$, $\alpha_V = 90^\circ$)

在这里也主要涉及如何建立分配给副连杆的活塞的运动方程 x_{KN} 和按照时间或形成导数。随后, 类似于常规的曲柄连杆机构, 可通过傅里叶级数展开在发动机配置的基础上完成描述。详细数学运算在这里不再详述。另外我们局限在所谓的“标准”连接的情况上。这与 $\gamma_N = \alpha_V$ 或 $\delta_N = 0^\circ$ 的意思是一样的。此外, $\alpha_V = 90^\circ$ 。根据较早的文献来源^①, 下列纵向力和横向力直至 2 阶以下将起作用:

1 阶作用力:

$$F_x^{(1)} = (\hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot}^*) \cos\varphi + F_{mPlrotN} (\cos\varphi - \rho_N \sin\varphi) \quad (5-116)$$

$$F_y^{(1)} = (\hat{F}_{moszN}^{(1)} + F_{mrotges}) \sin\varphi \quad \text{及} \quad (5-117)$$

$$F_x^{(1)} = r\omega^2 [(m_{osz} + m_{rot}^* + m_{PlrotN}) \cos\varphi - \rho_N m_{PlrotN} \sin\varphi] \quad (5-118)$$

$$F_y^{(1)} = r\omega^2 [(m_{oszN} + m_{rot}^* + m_{PlrotN}) \sin\varphi] \quad (5-119)$$

2 阶作用力:

$$F_x^{(2)} = r\omega^2 m_{osz} \lambda_{Pl} \cos 2\varphi \quad (5-120)$$

① 根据工学博士 P. Rieker 教授的“曲柄机构动力学”, 他是当时的斯图加特技术学院的教授, 尤利斯·瓦格纳 1957 年印刷, 斯图加特 - Bad Cannstatt。

$$F_y^{(2)} = r\omega^2 \{ m_{osz} [(\lambda_{PlN} - \rho_N \lambda_{Pl}) \cos 2\varphi - 2\rho_N \lambda_{PlN} \sin 2\varphi] - m_{PlrotN} \rho_N \lambda_{Pl} \cos 2\varphi \} \quad (5-121)$$

用附加指数来标记指定给副连杆的参数。 F_{mrot}^* 或 m_{rot}^* 包含主连杆的旋转连杆质量和整个旋转的曲柄质量, $F_{mrotges}$ 包含整个旋转的质量, 即包含两个连杆和曲柄。

可以看出, 由于 $m_{PlrotN} \neq 0$ (方程 (5-118) 中的 $F_x^{(1)}$ 的 $\sin$ 项消失), 无法对 1 阶惯性力进行完全平衡。如果无法忽略这个相对小的比例, 则必须根据下列方程满足

$$m_{osz} + m_{rot}^* + m_{PlrotN} = m_{oszN} + m_{rot}^* + m_{PlrotN} \quad (5-122)$$

的条件。为此必须让主机构和副机构的往复质量保持一致:

$$m_{osz} = m_{oszN} \quad (5-123)$$

因此, 尽可能平衡 1 阶质量需要一个大的平衡重, 其平衡主机机构的“整个质量”和副机构的旋转质量:

$$\begin{aligned} m_{osz} + m_{rot}^* + m_{PlrotN} &= 0 \text{ 及} \\ m_{Kges} + m_{Plsz} + m_{Plrot} + m_{PlrotN} + m_{KWrot} &= 0 \text{ 及} \\ m_{Kges} + m_{Pl} + m_{PlrotN} + m_{KWrot} &= 0 \end{aligned} \quad (5-124)$$

下列方程可以像以前一样

$$m_{KWrot} r = m_{KW0} r_{10} - m_{Gg} r_{Gg} \quad (5-125)$$

处理包括平衡重在的问题, 其中在下列的用于确定平衡重质量的方程中会像以前一样在其他的位置忽略附加指数“0”。

$$\begin{aligned} m_{Gg} &= \frac{r}{r_{Gg}} \left(m_{Kges} + m_{Pl} + m_{PlrotN} + m_{KW} \frac{r_1}{r} \right) \\ \text{其中 } m_{PlrotN} &= m_{PlN} \left(1 - \frac{l_{PlN1}}{l_{PlN}} \right) \end{aligned} \quad (5-126)$$

5.2.1.2.3 平衡自由惯性力矩

在向外平衡的惯性力上也可通过气缸间距形成力臂或者其曲轴轴颈错位 (V 形发动机) 产生力矩, 在产生导致其产生的惯性力方面 (更准确地来说是其方向分量和旋转轴) 要进行区分:

- 纵向力矩 旋转惯性力的 y 分量 (横向力) 在曲轴中心方面导致绕 x 轴的力矩 (发动机垂直轴)。

- 1 阶倾斜力矩 1 阶旋转惯性力和往复惯性力的 x 分量在曲轴中心方面引起围绕着 y 轴的力矩 (发动机横轴)。

- 纵向倾斜力 旋转惯性力的力矩矢量 (纵向力矩加上倾斜力矩的旋转成分)。

- 2 阶倾斜力矩 2 阶往复动惯性力在曲轴中心方面引起围绕着 y 轴的力矩 (发动机横轴)。

在设计时遵守下列规则是有益的并有助于减少运算工作 (例如请参阅

[157]):

- 根据规定, 一个质量矩总是涉及一个基准点, 按照惯例曲轴的中心沿着纵向展开 (这里为 z 方向)。

- 纵向对称轴在所有的阶次中都无力矩。

- 在非纵向对称的曲轴上 (在四冲程直列发动机上必然只出现在奇数气缸数上) 会出现 1 (或更高) 阶的质量矩。通过平衡重无法完全平衡 1 阶惯性力矩, 因此额外需要一个平衡轴。平衡更高阶的惯性力矩本来就需要平衡轴。

- 四冲程 V 形发动机一般情况下在偶数气缸数上 (在这里认为 $6 \leq z \leq 10$) 也不具有纵向对称的曲轴。会出现 1 阶 (和更高阶) 的质量矩。在优先的设计参数 (偶数气缸数, “自然的” V 角, 如不是, 则放弃均匀的点火间距) 上, 通过平衡重以 “标准平衡” 的形式完全平衡 1 阶质量矩。

- 在带 1 阶中心对称星形曲柄的轴上, 从连杆错位中既不能产生自由作用力, 也不能产生自由力矩 (1 阶)。在中心对称性受损时随后肯定会产生一个 1 阶的力矩。

- 带错开 180° 的曲柄对的 1 阶中心对称的轴是无作用力和无力矩的 (在 1 阶中)。

- 备注: 所谓的曲柄对在这里是指不同的 V 形气缸对的两个错开 180° 的曲柄, 它们不必相邻, 但是相应地保持相同的间距。

此外, 在安装平衡轴时要注意下列各项:

- 安装平衡重时应注意, 在平衡力矩时不要产生其他的自由作用力。

- 用于平衡内力矩 (在高转速下重要) 所需的平衡重既不允许产生自由作用力, 也不允许产生力矩 (中央对称或纵向对称配置)。

在这里所采用的术语的意思, 在各种文献中看来没有完全统一的或者明确的用词。因此在这里做几个备注:

- 联系到特定排列 (也就是错开 180° 的曲柄对) 的带曲轴的 V 形发动机的质量矩, 容易让人误解的术语 “气缸错位” 也起着重要的作用。一般认为是错开 180° 的曲柄的间距, 曲柄 (如前面所述) 必须不挨在一起。因此, 在相邻的 180° 曲柄的情况下, 气缸错位的意思跟 V 形发动机的两个气缸体的气缸间距的意思一样。

- 相反, 曲柄错位是一个 V 形气缸对的两个对置气缸的间距, 也就是说两列气缸相互错开 (因此在其他的章节内也称为气缸相错)。

- 连杆错位, 也称为 “双曲柄” (如果这个术语姑且是完全准确的话), 是采用错位角 (连杆错位角), 以便于平衡每个 V 形气缸对任意 V 角下的自由惯性力或者均匀化点火间距 (此外这仅在特殊情况下会产生相同的结果), 在非中心对称的曲柄转角图中会出现一个 1 阶力矩。

- “双曲柄” 这个术语可能让人误解。在这里是在有关 V 形发动机的上下文中使用该术语。双曲柄的规格可以带或者不带错开的曲柄销 (连杆错位)。根据实

际情况，双曲柄这个术语可以理解成此处连接有一个 V 形气缸对的两个连杆。在各种文献中，双曲柄也可认为只是一个用于直接连接一个 V 形气缸对的两个连杆的曲柄，也就是说“连杆并列”（不是连杆错位）的布置方式。

如在其他位置所表现的那样，在直列发动机上，气缸间距和点火顺序在质量矩大小方面起着关键性的作用。在 V 形发动机上，根据曲柄星形的类型会出现曲柄错位（装配连杆轴颈错位），连杆错位角，在相应的配置中也会出现气缸错位这些术语，这再次说明了没有完全统一的术语。如上所述，可根据文献中大量的表格得出可平衡的或不可平衡的或者仅能部分平衡的不同的气缸数和气缸排列情况的发动机的质量矩。因此在这里不再全面重复这些数据。下面我们将更多地从计算方面来对几个有趣的情况进行领会并对结果进行讨论。

a) 以简单的双缸直列发动机为例的力矩平衡方法

带不均匀点火间距，也就是说带两个错开 180° 的（对置排列）的曲柄的双缸直列发动机，由于曲轴不是纵向对称的，因而也有力矩。在曲轴中心附近按照特性的间距安设一些平衡重，这可产生一个平衡力矩，如图 5.2-11 所示。在平衡 1 阶力矩方面，以此为例，可按照可简单校验的方式演示各种不同的施加影响的情况，相应地请参阅图 5.2-12。此外，图 5.2-13 以矢量原理示意图的方式说明了 1 阶质量矩、平衡力矩和余力矩之间的一般性联系。

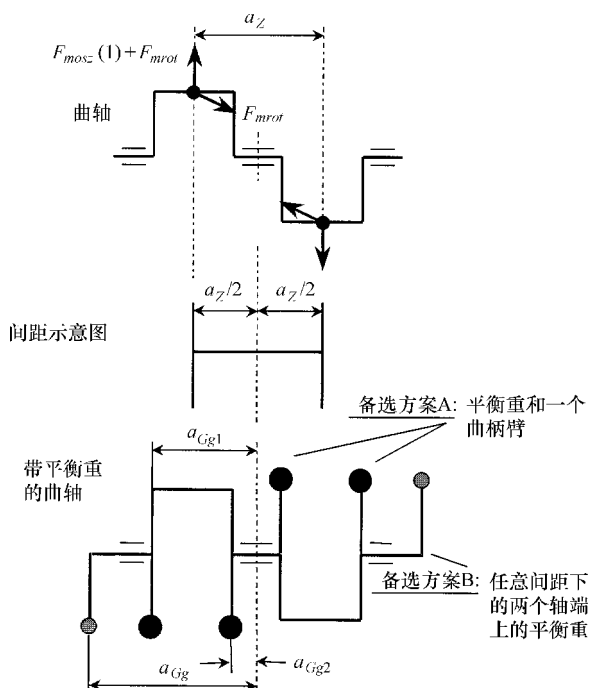


图 5.2-11 带 180° 曲柄的双缸直列发动机的曲轴，相关的间距示意图和平衡重可能的布置情况

原始状态是不带平衡质量的曲轴。倾斜力矩和纵向力矩会发生作用，其中按照开始所做的规定（正向旋转方向 = 顺时针方向）从相应的旋转方向中会产生不同的力矩（各个气缸的总和）。

$$\text{倾斜力矩: } M_y^{(1)} = (\hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot}) a_Z \cos \varphi \quad (5-127)$$

$$\text{纵向力矩: } M_x = -F_{mrot} a_Z \sin \varphi \quad (5-128)$$

$$\text{矢量大小: } |\vec{M}| = a_Z \sqrt{(\hat{F}_{mosz}^{(1)} + 2\hat{F}_{mosz}^{(1)} F_{mrot}) \cos^2 \varphi + F_{mrot}^2} \quad (5-129)$$

合成的力矩矢量 $\vec{M}$ 以角度变化的量进行旋转并在这种情况下形成一个近椭圆的轨道（长半轴指向发动机的横向方向）。发动机以抖动运动对此做出反应。现在在力矩平衡方面可着手进行不同的用于更好地理解相互关系的观察了。

情况 I：根据旋转的惯性力的大小将平衡重放在两个曲柄的曲柄臂上。

如果仅从惯性力上来看，这样做不必要，因为向外没有自由作用力。这种布置方式也会引起平衡重的惯性力。

对于平衡重的力矩来说主要适用下列普遍性的方程：

$$|\vec{M}_{Gg}| = 2(F_{Gg1} a_{Gg1} + F_{Gg2} a_{Gg2}) \quad (5-130)$$

F_{Gg1} 和 F_{Gg2} 是可分布在一个曲柄的两个曲柄臂上的平衡重作用力（ $F_{Gg} = m_{Gg} r_{Gg} \omega^2$ ）， m_{Gg} 是带有重心半径 r_{Gg} 的平衡重质量， ω 为角速度， a_{Gg1} 及 a_{Gg2} 是相关的力臂。但是在多缸发动机上不强制需要在曲柄的两个曲柄臂上加装平衡重。

备选方案 a) 按照间距 a_{Gg} 每个曲柄仅一个平衡重 $F_{Gg} = F_{mrot}$

$$|\vec{M}_{Gg}| = 2F_{Gg} a_{Gg} = 2F_{mrot} a_{Gg} \quad (5-131)$$

$$\text{倾斜力矩: } M_{yRest}^{(1)} = \hat{F}_{mosz}^{(1)} a_Z \cos \varphi + F_{mrot} (a_Z - 2a_{Gg}) \cos \varphi \quad (5-132)$$

$$\text{纵向力矩: } M_{xRest} = -F_{mrot} (a_Z - 2a_{Gg}) \sin \varphi \quad (5-133)$$

矢量大小：

$$|\vec{M}_{Rest}| = \sqrt{[\hat{F}_{mosz}^{(1)2} a_Z^2 + \hat{F}_{mosz}^{(1)} F_{mrot} a_Z (a_Z - 2a_{Gg})] \cos^2 \varphi + F_{mrot}^2 (a_Z - 2a_{Gg})^2} \quad (5-134)$$

剩下的余力矩矢量 $\vec{M}_{Rest}$ 取决于力臂比 a_Z/a_{Gg} 。当 $2a_{Gg} = a_Z$ ，也即 $a_{Gg} = a_Z/2$ 时，平衡旋转惯性力的力矩。是否在曲柄销的中央放置平衡重，目前并不重要。余力矩矢量 $\vec{M}_{Rest}$ 沿着 y 轴的方向振动。在 xz 平面上进行发动机的扭摆运动。

$$\text{矢量大小: } |\vec{M}_{Rest}| = \hat{F}_{mosz}^{(1)} a_Z \cos \varphi \quad (5-135)$$

这种部分平衡力矩的方式称为纵向倾斜力矩平衡（也称为横向力 - 纵向力矩平衡）。纵向倾斜平衡跟轴的“动态平衡”（ $\Sigma F = 0$ ， $\Sigma M = 0$ ）是一样的，其中在

这种情况下仅认为是旋转质量（平衡其作用力作用和力矩作用）。要在力矩的“作用面”上（一般情况下以间距 a_{Gg} 在轴端上）安放两个附加的对置 180° 的质量。“作用面”与基准面（在发动机上是第一个气缸的曲柄面）形成了一个取决于相应情况的角度（旋转轴 = 曲轴轴线）。

备选方案：将平衡重分配在一个曲柄的两个曲柄臂上

如前面所述，平衡重的力臂 $a_{Gg} = a_Z/2$ （也即曲柄中心）选择得相当不好。但是，如果平衡重相应地分布在一个曲柄的两个曲柄臂上，则可以认为是等效力臂：

$$2(F_{Gg1}a_{Gg1} + F_{Gg2}a_{Gg2}) = 2F_{mrot} \frac{a_Z}{2} \quad (5-136)$$

随后可以例如进行下列假设：

$$F_{Gg1} + F_{Gg2} = F_{mrot} \text{ 及 } F_{Gg1} = F_{Gg2} = F_{Gg} \text{ 和 } a_{Gg1} = \frac{a_Z}{2} - b \text{ 及 } a_{Gg2} = \frac{a_Z}{2} + b \quad (5-137)$$

由此得出：

$$F_{Gg} = \frac{F_{mrot}}{2} \quad (5-138)$$

$$a_{Gg1} + a_{Gg2} = a_Z$$

备选方案：将平衡重放在两个轴端上（一般形式的纵向倾斜力矩平衡）

众所周知，可不依赖曲轴的曲柄数量借助两个安放在轴端上的平衡重来进行纵向倾斜力矩平衡。随后规定平衡重间距 a_{Gg} 并应尽量大，以便让平衡质量尽量小。类似于方程（5-132）～（5-134）适用的是：

$$\text{倾斜力矩: } M_{yRest}^{(1)} = \hat{F}_{mosz}^{(1)} a_Z \cos\varphi + F_{mrot} a_Z \cos\varphi - 2F_{Gg} a_{Gg} \cos\varphi$$

$$M_{yRest}^{(1)} = \hat{F}_{mosz}^{(1)} a_Z \cos\varphi + (F_{mrot} a_Z - 2F_{Gg} a_{Gg}) \cos\varphi \quad (5-139)$$

$$\text{纵向力矩: } M_{xRest}^{(1)} = - (F_{mrot} a_Z - 2F_{Gg} a_{Gg}) \sin\varphi \quad (5-140)$$

$$\text{平衡重质量: } m_{Gg} = \frac{m_{rot}}{2} \frac{r a_Z}{r_{Gg} a_{Gg}} \quad (5-141)$$

情况Ⅱ：两个曲柄上的“标准平衡”（100% 旋转，50% 往复）

$$\text{倾斜力矩: } M_{yRest}^{(1)} = \hat{F}_{mosz}^{(1)} \frac{a_Z}{2} \cos\varphi \quad (5-142)$$

$$\text{纵向力矩: } M_{xRest}^{(1)} = F_{mosz}^{(1)} \frac{a_Z}{2} \sin\varphi \quad (5-143)$$

$$\text{矢量大小: } \vec{M}_{Rest} / \hat{F}_{mosz}^{(1)} \frac{a_Z}{2} = \text{常数} \quad (5-144)$$

剩余力矩矢量 $\vec{M}_{Rest}$ 旋转并形成了一个跟椭圆轨道在特殊情况下时类似的圆。

情况Ⅲ：在两个曲柄上完整的纵向力平衡（100% 旋转，100% 往复）

$$\text{倾斜力矩: } M_{y\text{Rest}}^{(1)} = 0 \quad (5-145)$$

$$\text{纵向力矩: } M_{x\text{Rest}} = \hat{F}_{\text{mosz}}^{(1)} a_Z \sin\varphi \quad (5-146)$$

$$\text{矢量大小: } |\vec{M}_{\text{Rest}}| = \hat{F}_{\text{mosz}}^{(1)} a_Z \sin\varphi \quad (5-147)$$

余力矩矢量 $\vec{M}_{\text{Rest}}$ 沿着 x 轴的方向往复振动。在 yz 平面上进行扭摆运动。

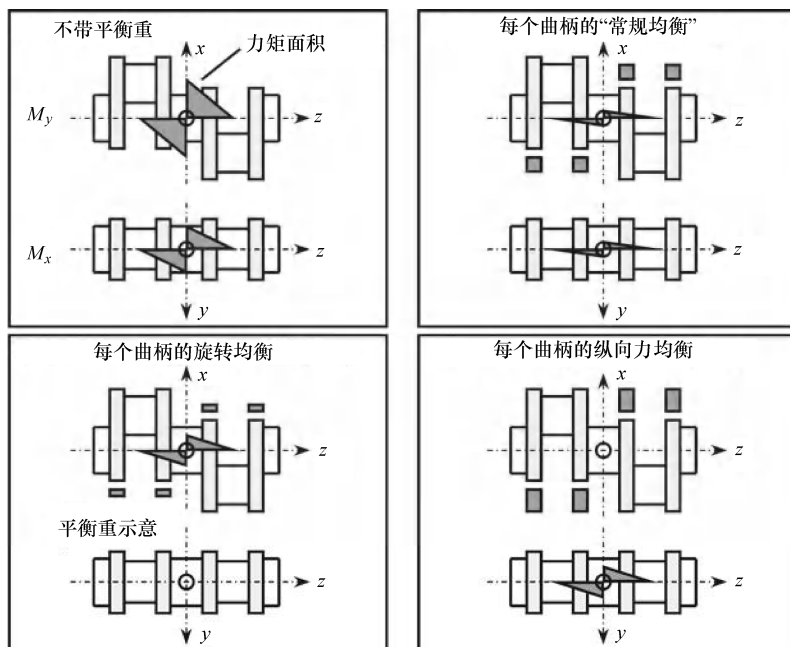


图 5.2-12 借助平衡重进行 1 阶力矩平衡的方法，
以简单的带错位 180° 的曲柄的双缸直列发动机为例

如开头所述，在这种情况下有别的情况下，以简单双缸直列发动机为例，按照基本原理来说明惯性力和质量矩平衡之间的相互作用并弄清楚带复杂驱动装置的发动机的情况不是难事。一个重要的认识是在相关的发动机曲轴上，1 阶惯性力矩虽然可通过平衡重降低，但是不能完全平衡掉。其中有趣的是用平衡重可明显控制剩余力矩的质量。因为例如在发动机、发动机悬置和车身之间的相互作用方面一个变化的激励方向有可能在实际情况下对传递特性有正面的影响（也即实际上会产生较低的激励），因而在考虑“行驶舒适性”的情况下利用这种状况。

b) 三缸直列发动机的质量矩

由于存在不能忽略的舒适性不佳的情况，因而三缸直列发动机作为汽车的驱动装置不是特别普遍。凡事总有例外，此外，在这里会着重对四冲程发动机进行讨论。因 DKW 相应的两冲程发动机（Motto: 3=6）出现时间过短，因而相应地在这里未涉及。

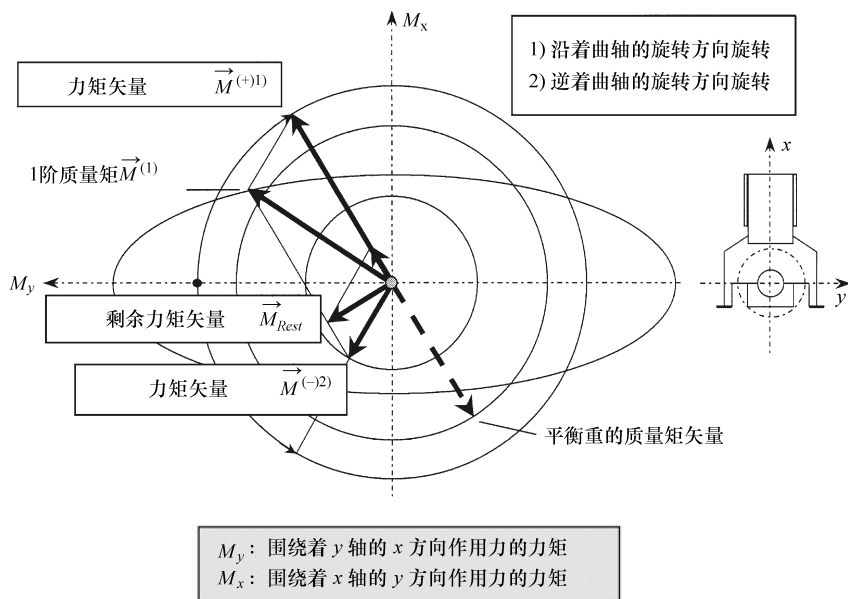


图 5.2-13 合成质量矩和借助正向和反向旋转的矢量通过平衡重来对其平衡的示意图

进行必要的质量平衡所增加的成本在可能意味着其作为汽车动力的备选方案在是否采用上有所顾忌。但是，在设计“3L 汽车”^[169]时，减少气缸数可获得几个不可或缺的优势。这甚至会有助于发动机技术获得飞跃。这些优势不仅涉及机械效率（摩擦功率优势），也涉及内部效率（较大的气缸单元；请参阅 3.6 节）。今天甚至评价不采用平衡轴（1 阶往复惯性力矩）的设计更为有益一点。特别是在小的三缸柴油发动机上表现出在汽车内部空间可感觉到的振动方面，燃气压力造成的 1.5 阶振动超过惯性力造成的 1 阶振动。因此，基于上述理由，在这种情况下不强制需要平衡轴^[170]。

三缸直列发动机的惯性力在低于 6 阶以下都可得到平衡，但不包括惯性力矩（主要注意 1 阶和 2 阶）。在计算 1 阶原则上也包括更高阶的惯性力矩时，应如下进行：

按照在图 5.2-14 或 5.2-15 中图示的情况，在点火顺序为 1-3-2 并且点火间隔为 $\varphi_z = 4\pi/3 = 240^\circ$ 时，可在 y 轴和 x 轴方向安放力矩平衡重。但是，首先要为此在考虑点火顺序的情况下确定曲柄角：

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \varphi \\ \varphi_3 &= \varphi - 240^\circ \\ \varphi_2 &= \varphi - 2 \times 240^\circ = \varphi - 480^\circ\end{aligned}\tag{5-148}$$

针对较高的级别，角度 φ_i 应与阶数相乘。

根据间距示意图得出相关的力臂。此外使用下列缩写，其中 $\hat{F}_{mos}^{(1)}$ 可另外理解

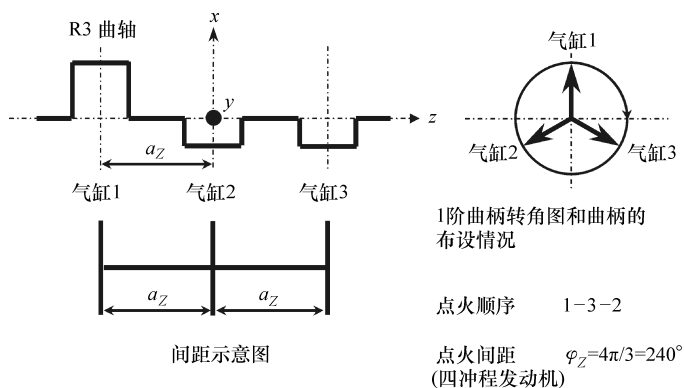


图 5.2-14 在三缸直列式发动机上的 1 阶惯性力矩；
1 阶曲柄转角图和间距示意图；Smart 三缸柴油发动机的曲轴^[170]

成往复惯性力的峰值：

$$F_I^{(1)} = \hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot} \quad (5-149)$$

$$F_{II} = F_{mrot} \quad (5-150)$$

1 阶倾斜力矩：

$$M_y^{(1)} = F_I^{(1)} a_z [\cos(\varphi - 0^\circ) - \cos(\varphi - 240^\circ)] \quad (5-151)$$

$$M_y^{(1)} = F_I^{(1)} a_z (0.866 \sin \varphi + 1.5 \cos \varphi)$$

纵向力矩：

$$M_x = F_{II} a_z [-\sin(\varphi - 0^\circ) + \sin(\varphi - 240^\circ)] \quad (5-152)$$

$$M_x = F_{II} a_z (-1.5 \sin \varphi + 0.866 \cos \varphi)$$

在进行纵向倾斜力矩平衡（仅旋转平衡）时 $F_I^{(1)} = F_{II} = F_{mrot}$ 。要平衡的质量矩矢量随后以恒定的量旋转：

$$|\vec{M}| = \sqrt{M_y^{(1)2} + M_x^2} \quad (5-153)$$

$$|\vec{M}| = \sqrt{3} F_{mrot} a_z = \text{常数} \quad (5-154)$$

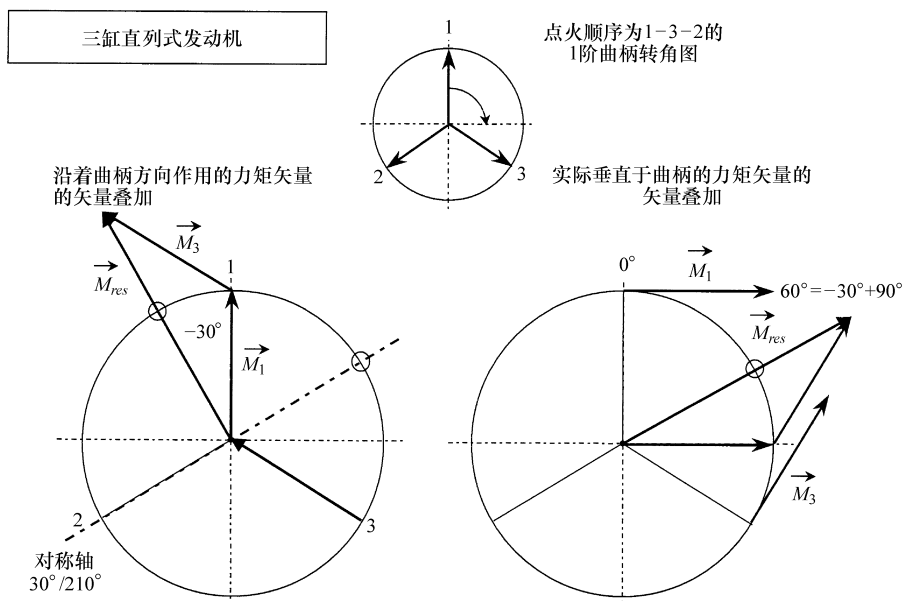


图 5.2-15 在三缸直列式发动机上的 1 阶旋转力矩；图形确定合成的力矩矢量

根据力矩矢量的方向分量如下计算得出气缸 1 相关的力矩相位角 ($\varphi_1 = \varphi = 0^\circ$), 其中 M_y 在这里不带有附加的标记“(1)”, 原因是只考虑旋转惯性力的力矩:

$$\tan \beta = \frac{M_y}{M_x} = \frac{1.5}{0.866} = 1.732$$

$$\beta = \arctan(1.732) = 60^\circ \quad (5-155)$$

在上述的纵向倾斜力矩平衡 [平衡旋转质量的 (1 阶) 质量矩] 的情况下, 众所周知, 要相应地在每个轴端安放一个平衡重 (也即总共放两个平衡重)。在考虑气缸 1 相关的角度和杠杆臂 a_{Gg1} 、 a_{Gg2} 下的平衡重作用力 F_{Gg1} 、 F_{Gg2} 的情况时, 必须同时平衡作用力和力矩 ($\Sigma F = 0$, $\Sigma M = 0$)。

常见的力平衡方程如下:

$$F_{Gg1} \cos \beta_1 + F_{Gg2} \cos \beta_2 + \sum_i F_i^{(1)} \cos \varphi_i = 0; \sum_i F_{mrot} \cos \varphi_i = F_{xres} \quad (5-156/1)$$

$$F_{Gg1} \sin \beta_1 + F_{Gg2} \sin \beta_2 + \sum_i F_{II} \sin \varphi_i = 0; \sum_i F_{mrot} \sin \varphi_i = F_{yres} \quad (5-156/2)$$

此外, 在考虑旋转方向的情况下, 在这里到目前为止涉及曲轴中心的力矩平衡重的方程如下:

$$F_{Gg1} a_{Gg1} \cos \beta_1 - F_{Gg2} a_{Gg2} \cos \beta_2 + \sum_i F_{mrot} a_{Zi} \cos \varphi_i = 0$$

$$\sum_i F_{mrot} a_{Zi} \cos \varphi_i = M_{yres} \quad (5-157/1)$$

$$-F_{Gg1} a_{Gg1} \sin \beta_1 + F_{Gg2} a_{Gg2} \sin \beta_2 + \sum_i F_{mrot} a_{Zi} \sin \varphi_i = 0$$

$$\sum_i F_{mrot} a_{Zi} \sin \varphi_i = M_{xres} \quad (5-157/2)$$

方程组 (5-156)、(5-157) 有下列解:

$$\begin{aligned} \tan \beta_1 &= \frac{F_{yres} a_{Gg2} - M_{xres}}{F_{xres} a_{Gg2} + M_{yres}} \\ \tan \beta_2 &= \frac{F_{yres} a_{Gg1} + M_{xres}}{F_{xres} a_{Gg1} - M_{yres}} \end{aligned} \quad (5-158)$$

$$\begin{aligned} F_{Gg1} &= \frac{-F_{xres} a_{Gg2} - M_{xres}}{(a_{Gg1} + a_{Gg2}) \cos \beta_1} \\ F_{Gg2} &= \frac{-F_{xres} a_{Gg1} + M_{yres}}{(a_{Gg1} + a_{Gg2}) \cos \beta_2} \end{aligned} \quad (5-159)$$

如果我们专门观察带有向外无作用力驱动装置的三缸直列式发动机, 则会得出 $F_{xres} = 0$, $F_{yres} = 0$ 的结论。此外, 当 $\varphi = 0$ 时从方程 (5-151) 得出:

$$\begin{aligned} M_{yres} &= 1.5 F_{mrot} a_Z \\ M_{xres} &= 0.866 F_{mrot} a_Z \end{aligned} \quad (5-160)$$

因此, 类似于方程 (5-155), 首先借助方程 (5-158) 进行计算。

$$\tan \beta_1 = \tan \beta_2 = -0.5773 \text{ 及 } \beta = -30^\circ (330^\circ)$$

在确定 β_1 和 β_2 时要注意, 在考虑力矩平衡重的方程 (5-156) 或 (5-157) 的情况下应按照规定选择 $\cos \beta_1$, 从而 F_{Gg1} [用方程 (5-159) 来确定] 可得到一个正的符号。在这种情况下这意味着

$$\beta_1 = -30^\circ + 180^\circ = 150^\circ, \beta_2 = -30^\circ (330^\circ)$$

最终, 根据方程 (5-159), 以间距 $a_{Gg1} = a_{Gg2} = a_{Gg}$ 施加的平衡重作用力或者平衡重半径为 r_{Gg} 的平衡重质量为

$$F_{Gg} = \frac{\sqrt{3}}{2} F_{mrot} \frac{a_Z}{a_{Gg}} \quad (5-161)$$

$$m_{Gg} = \frac{\sqrt{3}}{2} m_{rot} \frac{r a_Z}{r_{Gg} a_{Gg}} \quad (5-162)$$

借此平衡由旋转质量产生的该力矩。因往复惯性力导致的剩余力矩 (按规定是一种倾斜力矩) 最终尚需观察。余力矩矢量沿着 y 轴的方向振动。扭摆运动在 xz 平面上进行。平衡重无法平衡剩余力矩。但是在各个曲柄 (曲柄臂) 上的平衡重可使得剩余力矩以恒定的量 (也就是以圆形) 旋转。随后, 例如可通过一个带两个平衡重的平衡轴 (它会产生一个反相的力矩, 请参阅第 5.2.1.3 节) 实际上向外完全平衡掉该力矩。这种做法以在所有的曲柄上进行 “标准平衡” 为前提条件。根据图 5.2-16, 以三缸直列式发动机为例, 如果平衡重分布在所有六个曲轴的曲

柄上, 其中方程式 $2F_{Gg}^* = \hat{F}_{mosz}^{(1)}/2 + F_{mrot} = F_{Gg}$ (F_{Gg}^* 是每个曲柄臂的平衡重的作用力) 适用, 则在考虑杠杆臂和相位的情况下可得出剩余力矩:

$$\begin{aligned} M_{yRest}^{(1)} = & F_I^{(1)} a_z (0.866 \sin \varphi + 1.5 \cos \varphi) + \\ & + F_{Gg}^* [(a_z + b) \cos(\varphi - 0^\circ - 180^\circ) + (a_z - b) \cos(\varphi - 0^\circ - 180^\circ) + \\ & + b \cos(\varphi - 480^\circ - 180^\circ) - b \cos(\varphi - 480^\circ - 180^\circ) - \\ & - (a_z - b) \cos(\varphi - 240^\circ - 180^\circ) - (a_z + b) \cos(\varphi - 240^\circ - 180^\circ)] \end{aligned} \quad (5-163)$$

相应地可列出 M_{xRest} 的方程。

$$\begin{aligned} M_{yRest}^{(1)} = & F_I^{(1)} a_z (0.866 \sin \varphi + 1.5 \cos \varphi) + F_{Gg} a_z [\cos(\varphi - 180^\circ) - \cos(\varphi - 420^\circ)] \\ M_{yRest}^{(1)} = & F_I^{(1)} a_z (0.866 \sin \varphi + 1.5 \cos \varphi) - F_{Gg} a_z (0.866 \sin \varphi + 1.5 \cos \varphi) \end{aligned} \quad (5-164)$$

$$\begin{aligned} M_{xRest} = & -F_{II} a_z (1.5 \sin \varphi - 0.866 \cos \varphi) - F_{Gg} a_z [\sin(\varphi - 180^\circ) - \sin(\varphi - 420^\circ)] \\ M_{xRest} = & -F_{II} a_z (1.5 \sin \varphi - 0.866 \cos \varphi) + F_{Gg} a_z (1.5 \sin \varphi - 0.866 \cos \varphi) \end{aligned} \quad (5-165)$$

对 $F_I^{(1)}$, F_{II} 这两个缩写已充分了解。经过几次变形后, 结果为:

$$M_{yRest}^{(1)} = \hat{F}_{mosz}^{(1)} a_z (0.433 \sin \varphi + 0.75 \cos \varphi) \quad (5-166)$$

$$M_{xRest} = \hat{F}_{mosz}^{(1)} a_z (0.75 \sin \varphi - 0.433 \cos \varphi) \quad (5-167)$$

$$\vec{M}_{Rest} / = \frac{\sqrt{3}}{2} \hat{F}_{mosz}^{(1)} a_z \quad (5-168)$$

由于完整性的原因, 在此仍应指出一个事实, 虽然它隐含在目前为止有关惯性力和惯性力矩的说明中, 但是可能很容易被忽略掉。这个事实就是如果矢量的峰值形成一个圆, 则相应的矢量仅以恒定的速度转动。如我们所知道的那样, 这随后成为一种仅观察旋转部分或者以合适的方式部分平衡振动部分的情况 (关键词: “标准平衡”)。否则, 矢量的旋转角 β 会位于曲轴 (1 阶) 的旋转角 φ 之前或之后, 也就是在一圈中其会加速和减速各两次。单纯从数学上来说, 根据这个事实得出, 分配给笛卡尔坐标 x 、 y 的矢量分量是旋转角 φ 的三角函数, 因此这是所谓的 “参数示意图” 中的

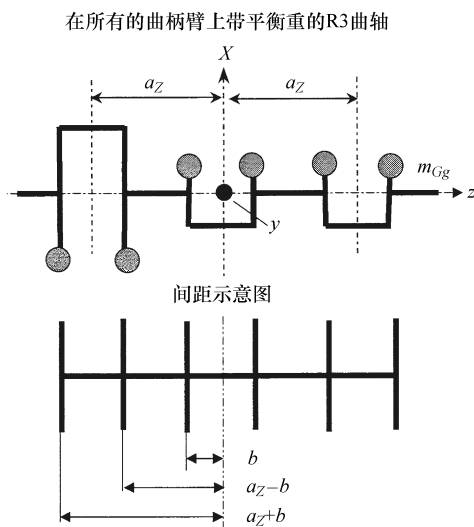


图 5.2-16 在曲轴每个曲柄臂上有平衡重的三缸直列式发动机的间距示意图

函数。我们以 R3 驱动装置为例借助 1 阶质量矩对此进行说明。

方程 (5-151) 和 (5-152) 描述了 y 轴和 x 轴的 1 阶力矩。据此可形成函数 $\beta(\varphi)$ ：

$$\tan\beta = \frac{M_y^{(1)}}{M_x} = \kappa \frac{0.866\sin\varphi + 1.5\cos\varphi}{-1.5\sin\varphi + 0.866\cos\varphi}$$

$$\text{其中} \quad \kappa = \frac{\hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot}}{F_{mrot}} = 1 + \frac{m_{osz}}{m_{rot}} \quad (5-169)$$

$$\tan\beta = 0.5773\kappa \frac{1.7321 + \tan\varphi}{0.5773 - \tan\varphi} = X \text{ 及 } \beta = \arctan X \quad (5-170)$$

因此，随后可计算变化的旋转速度（角速度）

$$\dot{\beta} = \frac{d\beta}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\beta}{d\varphi} \omega$$

其中，使用数学关联

$$\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d}{d\varphi} [\arctan X(\varphi)] = \frac{1}{1+X^2} \frac{dX}{d\varphi}$$

$$\dot{\beta} = \frac{\kappa\omega}{(0.25\kappa^2 + 0.75)\sin^2\varphi + (0.75\kappa^2 + 0.25)\cos^2\varphi + 0.866(\kappa^2 - 1)\sin\varphi\cos\varphi} \quad (5-171)$$

$\kappa = 1$ 时 $\dot{\beta} = \omega$ 。因此，这涉及跟前述情况相同的以恒定的量旋转的矢量。经过按时间的再次推导后，最终得到旋转加速度（角加速度）

$$\ddot{\beta} = \frac{d\dot{\beta}}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\dot{\beta}}{d\varphi} \omega;$$

$$\ddot{\beta} = \frac{-\kappa\omega^2 [-(\kappa^2 - 1)\sin\varphi\cos\varphi - 0.866(\kappa^2 - 1)(\sin^2\varphi - \cos^2\varphi)]}{[(0.25\kappa^2 + 0.75)\sin^2\varphi + (0.75\kappa^2 + 0.25)\cos^2\varphi + 0.866(\kappa^2 - 1)\sin\varphi\cos\varphi]^2} \quad (5-172)$$

在最大或最小的角速度下， $\ddot{\beta} = 0$ 。随后根据下列简单方程 [可从方程 (5-172) 的分子中推导出来] 得出相关的角调节为止：

$$\tan^2\varphi + 1.1547\tan\varphi - 1 = 0 \quad (5-173)$$

相应的角度为 $\varphi_1 = 30^\circ$ (210°)， $\varphi_2 = 120^\circ$ (300°)。最大角速度为 $\dot{\beta}(120^\circ) = \kappa\omega$ ，最低角速度为 $\dot{\beta}(30^\circ) = \frac{\omega}{\kappa}$ 。乘用车发动机曲柄连杆机构的实际值为 $1.3 \leq \kappa \leq 1.7$ 。当假定值 $\kappa = 1.5$ 时，力矩矢量的最大角速度相应地大 50%，最低角速度比相同旋转的曲轴的角速度小 33%。 φ 、 β 、 $\dot{\beta}$ 和 $\ddot{\beta}$ 之间的关系可参见图 5.2-17 中的示例。

c) 五缸直列式发动机的惯性力矩

一种在质量平衡方面相当令人关注的直列式发动机是五缸发动机。在惯性力低于 10 阶时虽然可实现平衡，但是在发动机设计时其惯性力矩会迫使设计人员进行

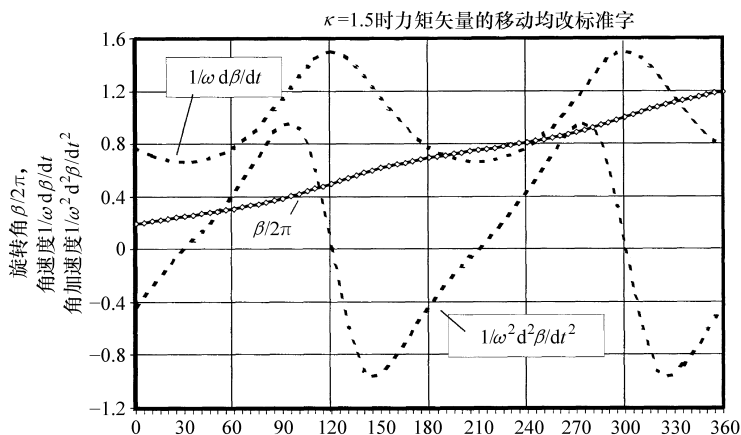


图 5.2-17 三缸直列式曲柄连杆机构 (R3) 取决于曲柄角的力矩矢量的旋转角、角速度和角加速度, 以总惯性力 (振动 + 旋转) 与旋转质量 (旋转) 的比为 $\kappa = 1.5$ 为例

优先权决策。对于 1 阶和 2 阶惯性力矩以及其相位来说, 决定性的是点火顺序。每次总是以气缸 1 开始, 在 z 个气缸上有 $(z-1)!$ 个可能性, 但是其中只有 $(z-1)!/2$ 划分为“动态的”。当 $z=5$ 时, $4!/2=12$, 在质量矩方面意味着曲柄有差别的非纵向对称的布置情况。

在奥迪^[171]当时的乘用车五缸发动机上, 奥迪将五气缸的配置作为当时中高级乘用车常用的发动机动力, 但是在这期间也有其他的汽车制造商将这种发动机列入计划中 (他们已经选用一种带有最小 1 阶惯性力矩的布置方式)。在这种情况下, 应接受与此相关的 2 阶惯性力矩的最大值。由此产生的干扰性振动 (相对于专业报刊来说当时的声明) 被轻描淡写。在相关的发动机上部 100% 平衡每个曲柄的旋转质量, 而这对剩余力矩会产生影响, 仅就这点而言, 它与目前所说的主题是有联系的。因此, 剩余力矩矢量会旋转并呈现一种近椭圆的轨道。借助曲轴末端上的附加质量影响剩余力矩, 从而让发动机轴承传递的振动激励有一个相对的最小值。在当前情况下可将所需的附加质量安放在飞轮上和减振器的轮毂中。

当点火顺序为符合 [171] 的 1-2-4-5-3 并且点火间距为 $\varphi_z = 4\pi/5 = 144^\circ$ 时, 也按照在图 5.2-18 内所示意的情況类似于三缸直列式发动机的方式来计算力矩矢量和其相位。首先应在考虑点火顺序的情况下确定曲柄角:

$$\begin{aligned}
 \varphi_1 &= \varphi \\
 \varphi_2 &= \varphi - 144^\circ \\
 \varphi_4 &= \varphi - 2 \cdot 144^\circ = \varphi - 288^\circ \\
 \varphi_5 &= \varphi - 3 \cdot 144^\circ = \varphi - 432^\circ \\
 \varphi_3 &= \varphi - 4 \cdot 144^\circ = \varphi - 576^\circ
 \end{aligned} \tag{5-174}$$

此外要使用指明的缩写符号, 其中, 像以前一样可将 $\hat{F}_{mosz}^{(1)}$ 理解为振动惯性力的峰值:

$$\begin{aligned} F_I^{(1)} &= \hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot} \\ F_{II} &= F_{mrot} \end{aligned} \quad (5-175)$$

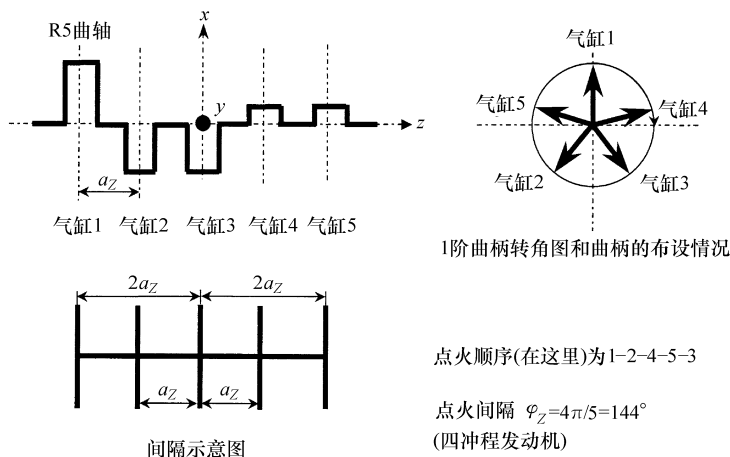


图 5.2-18 点火顺序为 1-2-4-5-3 的五缸直列式发动机的 1 阶惯性矩;
曲柄转角图和与点火顺序相应的曲柄角, 间隔示意图

1 阶倾斜力矩:

$$\begin{aligned} M_y^{(1)} &= F_I^{(1)} a_z [2\cos(\varphi - 0^\circ) + \cos(\varphi - 144^\circ) - \cos(\varphi - 288^\circ) - 2\cos(\varphi - 432^\circ)] \\ M_y^{(1)} &= F_I^{(1)} a_z (-0.3633\sin\varphi + 0.2640\cos\varphi) \end{aligned} \quad (5-176)$$

纵向力矩:

$$\begin{aligned} M_x &= F_{II} a_z [-2\sin(\varphi - 0^\circ) - \sin(\varphi - 144^\circ) + \sin(\varphi - 288^\circ) + 2\sin(\varphi - 432^\circ)] \\ M_x &= -F_{II} a_z (0.2640\sin\varphi + 0.3633\cos\varphi) \end{aligned} \quad (5-177)$$

在平衡纵向倾斜力矩时, $F_I^{(1)} = F_{II} = F_{mrot}$ 。要平衡的质量矩矢量随后以恒定的量旋转:

$$\vec{M} / M = 0.449 F_{mrot} a_z = \text{常数} \quad (5-178)$$

力矩矢量也可在量和方向方面以图像的方式通过矢量叠加确定, 为此请参阅图 5.2-19。常见的是借助曲柄转角图 (这里是 1 阶) 将作为箭头的分配给各个气缸的力矩沿着曲柄方向消除。但是, 在实际情况下力矩矢量垂直于曲柄。如果用图像的方式对此进行考虑, 则合成的矢量在数量上以及在方向上都与实际情况是一致的。

根据力矩矢量的方向分量如下计算得出气缸 1 ($\varphi_1 = \varphi = 0^\circ$) 相关力矩的相位

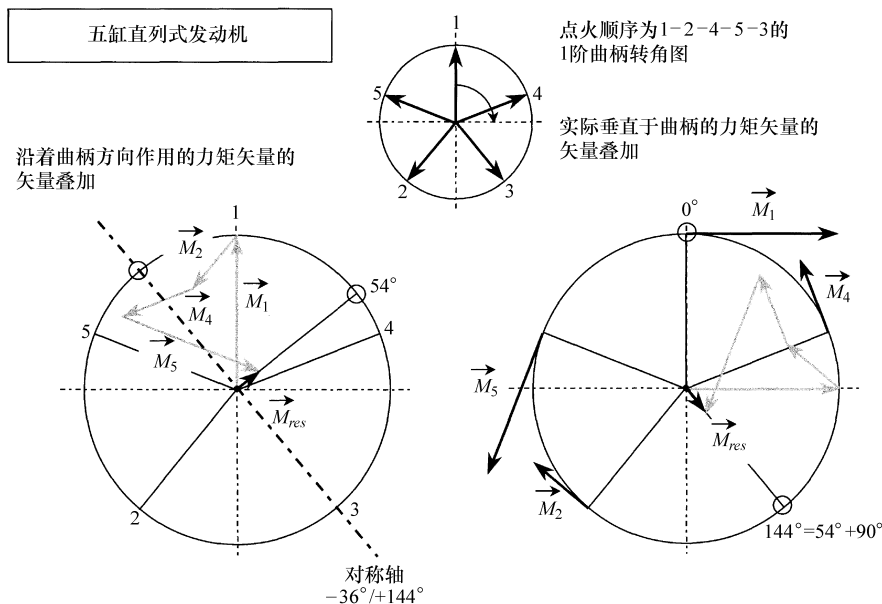


图 5.2-19 图像方式确定五缸直列发动机的合成力矩矢量

角，其中 M_y 在这里不带有附加的标记“(1)”，原因是只考虑旋转惯性力的力矩：

$$\tan \beta = \frac{M_y}{M_x} = -\frac{0.2640}{0.3633} = -0.7267$$

$$\beta = \arctan(-0.7265) = 144^\circ \quad (5-179)$$

像三缸直列式发动机示例中推导出的那样，用方程 (5-158) 或 (5-159) 计算平衡重 F_{Gg1} 、 F_{Gg2} 和力臂 a_{Gg1} 、 a_{Gg2} （在此假设 $a_{Gg1} = a_{Gg2}$ ）：

$$F_{Gg1} = \frac{-M_{yres}}{(a_{Gg1} + a_{Gg2}) \cos \beta_1} = \frac{-0.2640 F_{mrot} a_Z}{2a_{Gg} \cos \beta_1} \quad (5-180)$$

$$\tan \beta_1 = -\frac{M_{xres}}{M_{yres}} = \frac{0.3633}{0.2640} = 1.3761$$

$$\beta_1 = \arctan(1.3761) = 54^\circ$$

$$F_{Gg1} = -0.2246 F_{mrot} a_Z / a_{Gg} \quad (5-181)$$

该方程仅提供一个临时的结果。必须再次选择 β_1 ，使得 F_{Gg1} 变为正数。因此适用 $\beta_1 = 54^\circ + 180^\circ = 234^\circ (-126^\circ)$ 或者 $\beta_2 = 54^\circ$ 。对于较大的杠杆臂 a_{Gg} 来说，平衡重质量会变得相对小一些并因此可在曲轴之外集成在另一个随着曲轴旋转的部件中（飞轮或者控制侧的传动带盘/减振器）。图 5.2-20 是相应的示意图。

跟上面的 R3 发动机示例一样，在进行纵向倾斜力矩平衡后，沿着 y 轴方向振动的余力矩矢量也未被平衡掉。根据规定这是一种倾斜力矩。从本身而言，在 R5 发动机上不采用这种单纯的旋转纵向倾斜力矩平衡方式也可借助在所有曲柄上的

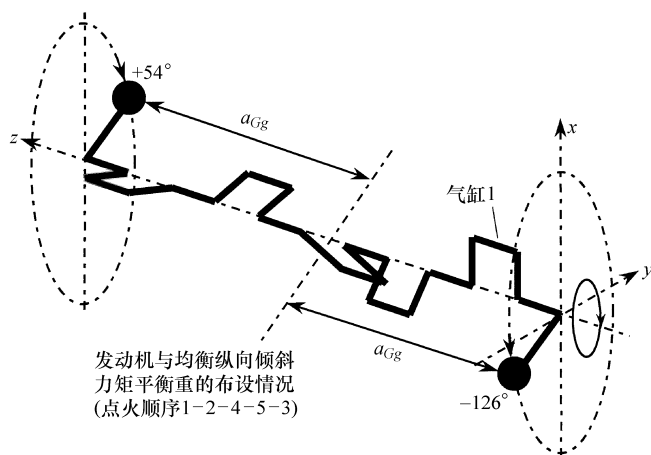


图 5.2-20 五缸直列式发动机的平衡纵向倾斜力矩
(平衡旋转惯性力的力矩矢量) 的平衡重的布设情况原理图

“标准平衡”产生一个“圆形的”反向旋转的余力矩矢量，可用平衡轴对其进行平衡。但是，这还是另一个从某些原因来说在实际情况下用的特别少的借助不相等的气缸间距来进行倾斜力矩平衡的方法（这里杠杆臂为 a_{z1} 、 a_{z2} ），这也在 [157] 中进行了讨论。也可以按下列形式描述方程 (5-155)：

$$M_y^{(1)} = F_1^{(1)} [a_{z1} \cos(\varphi - 0^\circ) + a_{z2} \cos(\varphi - 144^\circ) - a_{z2} \cos(\varphi - 288^\circ) - a_{z1} \cos(\varphi - 432^\circ)] \quad (5-182)$$

在 $M_y^{(1)} = 0$ 时会得到下列关系：

$$\begin{aligned} \frac{a_{z1}}{a_{z2}} &= \frac{1.6179 - 2.2271 \tan \varphi}{1 - 1.3764 \tan \varphi} = \frac{1.6179 (1 - 1.3764 \tan \varphi)}{1 - 1.3764 \tan \varphi} \\ \frac{a_{z1}}{a_{z2}} &= 1.6179 = \frac{2}{\sqrt{5} - 1} \\ a_{z1} &= 1.6179 a_{z2} \end{aligned} \quad (5-183)$$

气缸 2 和气缸 4 相对于中间气缸 3 的内部间距必须明显大于气缸 1 和气缸 2 或气缸 4 和气缸 5 之间的外部间距。但是较小的外部间距与气缸间距 $a_z = a_{z1} - a_{z2}$ 是一致的。由此用方程 (5-183) 得出 $a_{z2} = 1.6184 a_z$ 。因而发动机加长了 $\Delta l_{KW} = 2 a_z (1.6184 - 1) = 1.2368 a_z$ 。

示例（典型的大众/奥迪尺寸）：

气缸直径	$D_z = 81 \text{ mm}$
气缸之间宽度	$\Delta a_z = 7 \text{ mm}$
气缸中心距	$a_z = 88 \text{ mm}$
曲轴加长	$\Delta l_{KW} = 108.838 \text{ mm}$

从目前在“碰撞安全空间”和横置前驱发动机安装方面的要求来看,加长了接近 11cm 的发动机肯定是不合理的。也可针对类似于 2 阶力矩的情况进行相似的考虑。

d) 发动机目前的趋势

目前,较紧凑的并因而提供较刚性驱动机构的 V6 发动机比 R6 发动机(六缸直列式发动机)获得了更广泛的应用,虽然 R6 发动机具有突出的满足高舒适性要求的运行特性。R6 发动机确保了全对称的曲轴和恒定的点火间距。作为没有 1 阶和 2 阶自由作用力和力矩的驱动装置,R6 发动机已经非常接近理想的驱动装置。R6 发动机较长的曲轴略微有些“扭转不稳定”(因扭转振动产生),这限制了最大转速。但是,极限转速肯定位于量产发动机相关的转速范围的上限。在 [I72] 中对上述两种结构样式进行的试验结果明确有利于 R6 发动机。然而,V6 发动机的优点也与前置驱动方式密不可分。

V 形发动机的益处是显而易见的,像 60° 或多倍的 V 角实际不需要特别予以验证。V 形发动机要求点火间距恒定 ($4\pi/z = 720^\circ/6 = 120^\circ = 2 \times 60^\circ$)。这种 60° 的 V 角使得相对紧凑的结构样式成为可能。所谓的“V 空间”内的位置大小足够在进气侧安装换气机构而不会受到决定性的局限。在乘用车领域内,今天使用的 V 形发动机的空间(至少在欧洲和日本)本来就与以前有所不同。在顶置凸轮轴的情况下在这里不能要求有安装减振器的空间。在附加的曲柄错位和连杆错位角为 60° 的情况下(也就是说 V 形气缸对的曲柄销相互相应地错开 60°),V 角为 60° 以及曲柄角为 120° 可产生有利的境况,便于在“标准平衡”中完全平衡 1 阶自由力矩。然而还剩下一个 2 阶自由力矩。

将 V6 发动机设计成幅度较大的 90° 的 V 角主要是出于生产技术上的原因。如果在发动机系列化系统的框架内也有一种 V8 发动机,虽然不绝对强制要求其有“天然的” 90° 的 V 角,但是在质量平衡方面在合理的结构体积上要形成最有利的情况,则也要设计成 90° 。简单规格的 V6/ 90° 发动机有一个带三个错开 120° 的曲柄的曲轴。缺点是点火间距不相等: $150^\circ - 90^\circ - 150^\circ - 90^\circ$ 等。为了重新建立相同的 120° 的点火间距设计成带 30° 连杆错位角的双曲柄,如图 5.2-21^[173] 及图 5.2-22^[174,175] 所示。在这种情况下相对于质量平衡会优先设置一个均匀的转矩曲线或者考虑使用一个平衡轴。下面我们详细讨论这种 V6 驱动装置类型的质量矩。

例如,假设点火顺序为 1-4-3-6-2-5。如前所述,点火间距为 $\varphi_z = 4\pi/6 = 120^\circ$ 。 a_z 是迄今为止每列气缸的气缸间距, b_z 为不同列气缸的错位。气缸的计数方式为,“左列”(从控制侧来看)气缸(列“A”)的第一个气缸是 1 缸。首先数左侧,为 1、2、3,然后数右侧,为 4、5、6 气缸(列“B”)。 x_A 、 y_A 是左列气缸的局部坐标, x_B 、 y_B 是右列气缸的局部坐标, x 、 y 为上一级发动机坐标系的坐标(请参阅图 5.2-7 有关“V 形气缸对”的原理图)。

曲轴角 φ_A 、 φ_B 和 φ 属于上述的坐标系并具有下列关系:

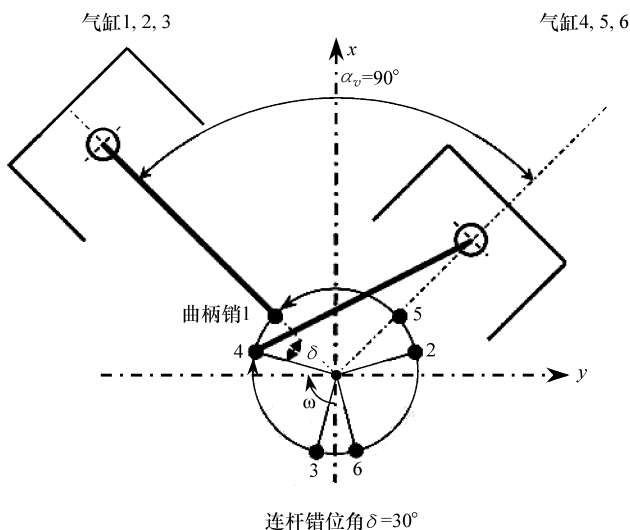


图 5.2-21 为了相同的点火间距采用的连杆错位角为 $\delta = 30^\circ$ 的 V6/90° 发动机的曲柄连杆机构；根据 [173] 基于本田 Legend 的乘用车发动机曲轴的原理图

$$\varphi_A = \varphi + \frac{\alpha_V}{2}, \varphi_B = \varphi - \frac{\alpha_V}{2} - \delta \quad (5-184)$$

在发动机坐标系中左列气缸（列“A”）的各个气缸惯性力的简单方程：

$$F_{x,Zyl...} = F_{xA} \cos \frac{\alpha_V}{2} + F_{yA} \sin \frac{\alpha_V}{2} \quad (5-185)$$

$$F_{y,Zyl...} = -F_{xA} \sin \frac{\alpha_V}{2} + F_{yA} \cos \frac{\alpha_V}{2} \quad (5-186)$$

发动机坐标系内右列气缸（列“B”）的各个气缸惯性力的简单方程：

$$F_{x,Zyl...} = F_{xB} \cos \frac{\alpha_V}{2} - F_{yB} \sin \frac{\alpha_V}{2} \quad (5-187)$$

$$F_{y,Zyl...} = F_{xB} \sin \frac{\alpha_V}{2} + F_{yB} \cos \frac{\alpha_V}{2} \quad (5-188)$$

在本例中只考虑 1 阶惯性力。随后如下规定作用力 F_{xA} 、 F_{xB} 、 F_{yA} 和 F_{yB} ：

$$F_{xA} = (\hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot}) \cos \varphi_A = F_I^{(1)} \cos \varphi_A \quad (5-189/190)$$

$$F_{yA} = F_{mrot} \sin \varphi_A = F_{II} \sin \varphi_A$$

$$F_{xB} = (\hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot}) \cos \varphi_B = F_I^{(1)} \cos \varphi_B \quad (5-191/192)$$

$$F_{yB} = F_{mrot} \sin \varphi_B = F_{II} \sin \varphi_B$$

在考虑点火顺序的情况下得出各个气缸（曲柄）的下列曲柄角（相位） φ_i ，其中根据 φ_A 形成 φ_1 、 φ_2 、 φ_3 ，根据 φ_B 形成 φ_4 、 φ_5 、 φ_6 ：

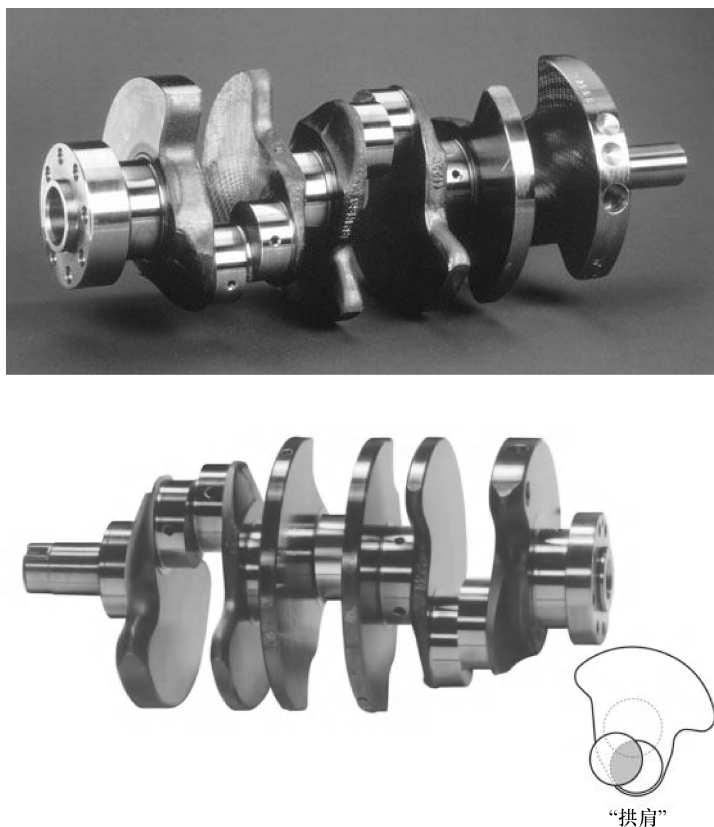


图 5.2-22 V6/90°发动机上错开 30°的连杆用来得到相同的点火间距；曲轴示例：
梅赛德斯 V6 发动机的乘用车曲轴^[174]（上图）和奥迪 V6 TDI 发动机^[175]（下图）

$$\begin{aligned}
 \varphi_1 &= \varphi + \frac{\alpha_V}{2} \\
 \varphi_4 &= \varphi - \frac{\alpha_V}{2} - \delta \\
 \varphi_3 &= \varphi_1 - 2 \times 120^\circ = \varphi_1 - 240^\circ = \varphi + \frac{\alpha_V}{2} - 240^\circ \\
 \varphi_6 &= \varphi_4 - 2 \times 120^\circ = \varphi_4 - 240^\circ = \varphi - \frac{\alpha_V}{2} - \delta - 240^\circ \\
 \varphi_2 &= \varphi_1 - 4 \times 120^\circ = \varphi_1 - 480^\circ = \varphi + \frac{\alpha_V}{2} - 480^\circ \\
 \varphi_5 &= \varphi_4 - 4 \times 120^\circ = \varphi_4 - 480^\circ = \varphi - \frac{\alpha_V}{2} - \delta - 480^\circ
 \end{aligned} \tag{5-193}$$

借助各个气缸的惯性力 [方程 (5-185) ~ (5-188)], 同时考虑方程

(5-189)或(5-192), 它们的相位关系 [方程(5-193)] 和由间距示意图得出的力臂(图5.2-23)(在这里仅按照形式上写法来说明)可类似于直列式发动机的示例来计算1阶力矩:

$$M_y = F_{x,Zyl1} \left(a_z + \frac{b_z}{2} \right) + F_{x,Zyl4} \left(a_z - \frac{b_z}{2} \right) + F_{x,Zyl2} \frac{b_z}{2} - F_{x,Zyl5} \frac{b_z}{2} - F_{x,Zyl3} \left(a_z - \frac{b_z}{2} \right) - F_{x,Zyl6} \left(a_z + \frac{b_z}{2} \right) \quad (5-194)$$

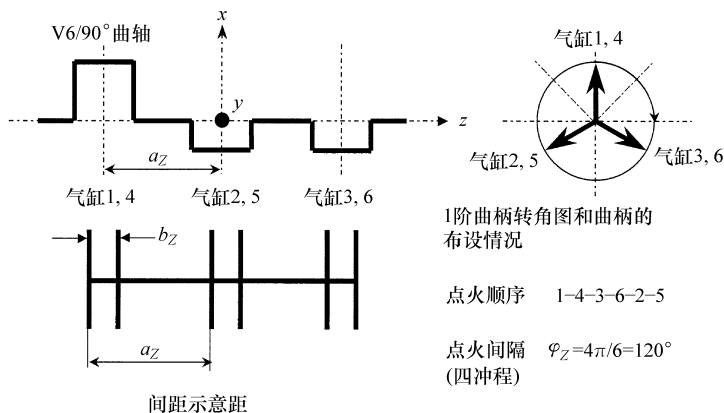


图 5.2-23 V6/90°发动机: 1 阶曲柄转角图和间距示意图

$$M_x = -F_{y,Zyl1} \left(a_z + \frac{b_z}{2} \right) - F_{y,Zyl4} \left(a_z - \frac{b_z}{2} \right) - F_{y,Zyl2} \frac{b_z}{2} + F_{y,Zyl5} \frac{b_z}{2} + F_{y,Zyl3} \left(a_z - \frac{b_z}{2} \right) + F_{y,Zyl6} \left(a_z + \frac{b_z}{2} \right) \quad (5-195)$$

在计算后, $\alpha_V = 90^\circ$ 和 $\delta = 0^\circ$ 的结果为

$$M_y^{(1)} = (F_I^{(1)} + F_{II}) a_Z (0.866 \sin \varphi + 1.5 \cos \varphi) \quad (5-196)$$

$$M_x^{(1)} = -(\hat{F}_{mosz}^{(1)} + 2F_{mrot}) a_Z (0.866 \sin \varphi + 1.5 \cos \varphi) \quad (5-196)$$

$$M_x^{(1)} = -(F_I^{(1)} + F_{II}) a_Z (1.5 \sin \varphi - 0.866 \cos \varphi)$$

$$M_x^{(1)} = -(\hat{F}_{mosz}^{(1)} + 2F_{mrot}) a_Z (1.5 \sin \varphi - 0.866 \cos \varphi) \quad (5-197)$$

$$\vec{M} / \sqrt{M} = \sqrt{3} (\hat{F}_{mosz}^{(1)} + 2F_{mrot}) a_Z = \text{常数} \quad (5-198)$$

力矩矢量以恒定的量旋转。

相应地, 对于 $\alpha_V = 90^\circ$ 和 $\delta = 30^\circ$ 来说:

$$M_y^{(1)} = (0.866 F_I^{(1)} + 1.5 F_{II}) a_Z (\sin \varphi + \cos \varphi) \quad (5-199)$$

$$M_y^{(1)} = (0.866 \hat{F}_{mosz}^{(1)} + 2.366 F_{mrot}) a_Z (\sin \varphi + \cos \varphi)$$

$$M_x^{(1)} = -(1.5F_1^{(1)} + 0.866F_{II})a_Z(\sin\varphi - \cos\varphi) \quad (5-200)$$

$$M_x^{(1)} = -(1.5\hat{F}_{mosz}^{(1)} + 2.366F_{mrot})a_Z(\sin\varphi - \cos\varphi)$$

$$|\vec{M}| = \sqrt{3}a_Z \quad (5-201)$$

$$\sqrt{\hat{F}_{mosz}^{(1)2} + 3.733(\hat{F}_{mosz}^{(1)}F_{mrot} + F_{mrot}^2)} - (\hat{F}_{mosz}^{(1)2} + 2\hat{F}_{mosz}^{(1)}F_{mrot})\sin\varphi\cos\varphi = f(\varphi)$$

$$|\vec{M}(0^\circ/90^\circ)| = \sqrt{3}a_Z \sqrt{\hat{F}_{mosz}^{(1)2} + 3.733(\hat{F}_{mosz}^{(1)}F_{mrot} + F_{mrot}^2)}$$

$$|\vec{M}(45^\circ)| = \sqrt{3}a_Z \sqrt{0.5\hat{F}_{mosz}^{(1)2} + 2.733\hat{F}_{mosz}^{(1)}F_{mrot} + 3.733F_{mrot}^2} =$$

$$= \sqrt{3}a_Z(0.7071F_{mosz}^{(1)} + 1.932F_{mrot})$$

$$|\vec{M}(135^\circ)| = \sqrt{3}a_Z \sqrt{1.5\hat{F}_{mosz}^{(1)2} + 4.733\hat{F}_{mosz}^{(1)}F_{mrot} + 3.733F_{mrot}^2} =$$

$$= \sqrt{3}a_Z(1.225F_{mosz}^{(1)} + 1.932F_{mrot})$$

显而易见的是, 旋转的1阶惯性力矩矢量的量不再是恒定的。类似于直列式发动机的方法也可以在V6发动机上根据实际情况通过“标准平衡”使1阶质量矩实现向外完全平衡或者至少处理到随后可借助一个平衡轴来进行平衡的程度。

在这种情况下, $F_{Gg}=0$, $5\hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot}$ 是作用在每个曲柄上的平衡力。类似于三缸直列式发动机的例子, 可以初步估计平衡重的力矩 M_{Ggy} 、 M_{Ggx} [参阅方程(5-163)]。但是, 通过简单的考虑, 类似于方程(5-196)和(5-197), 在平衡力的平衡力矩方面可直接得出用 $F_{II} + F_{II}$ 来代替旋转质量的 $F_1^{(1)} + F_{II}$ 的结论。因此可再次代替 F_{II} , 随后代替 F_{Gg} 。

当 $\alpha_V = 90^\circ$ 和 $\delta = 0^\circ$ 时:

$$\begin{aligned} M_{Ggy} &= (F_{Gg} + F_{Gg})a_Z[0.866\sin(\varphi - 180^\circ) + 1.5\cos(\varphi - 180^\circ)] \\ &= -2F_{Gg}a_Z(0.866\sin\varphi + 1.5\cos\varphi) \end{aligned} \quad (5-202)$$

$$\begin{aligned} M_{Ggx} &= -(F_{Gg} + F_{Gg})a_Z[1.5\sin(\varphi - 180^\circ) - 0.866\cos(\varphi - 180^\circ)] \\ &= 2F_{Gg}a_Z(1.5\sin\varphi - 0.866\cos\varphi) \end{aligned} \quad (5-203)$$

$$M_y^{(1)} + M_{Ggy} = 0 \quad (5-204)$$

$$M_x^{(1)} + M_{Ggx} = 0 \quad (5-205)$$

$$|\vec{M}| = 0 \quad (5-206)$$

且当 $\alpha_V = 90^\circ$ 以及 $\delta = 30^\circ$ 时, 相应的:

$$\begin{aligned} M_{Ggy} &= (0.866F_{Gg} + 1.5F_{Gg})a_Z[\sin(\varphi - 180^\circ) + \cos(\varphi - 180^\circ)] \\ &= -2.366F_{Gg}a_Z(\sin\varphi + \cos\varphi) \end{aligned} \quad (5-207)$$

$$\begin{aligned} M_{Ggx} &= -(1.5F_{Gg} + 0.866F_{Gg})a_Z[(\sin(\varphi - 180^\circ) - \cos(\varphi - 180^\circ))] \\ &= 2.366F_{Gg}a_Z(\sin\varphi - \cos\varphi) \end{aligned} \quad (5-208)$$

$$M_{yRest}^{(1)} = -2.366\left(\frac{\hat{F}_{mosz}^{(1)}}{2} + F_{mrot}\right)a_Z(\sin\varphi + \cos\varphi) +$$

$$[0.866(\hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot}) + 1.5F_{mrot}]a_Z(\sin\varphi + \cos\varphi) \quad (5-209)$$

$$M_{xRest}^{(1)} = 2.366\left(\frac{\hat{F}_{mosz}^{(1)}}{2} + F_{mrot}\right)a_Z(\sin\varphi - \cos\varphi) + [1.5(\hat{F}_{mosz}^{(1)} + F_{mrot}) + 0.866F_{mrot}]a_Z(\sin\varphi - \cos\varphi) \quad (5-210)$$

$$M_{yRest}^{(1)} = -0.317\hat{F}_{mosz}^{(1)}a_Z(\sin\varphi + \cos\varphi) \quad (5-211)$$

$$M_{xRest}^{(1)} = -0.317\hat{F}_{mosz}^{(1)}a_Z(\sin\varphi - \cos\varphi) \quad (5-212)$$

在“标准平衡”的情况下还剩下具有恒定量的剩余力矩：

$$\vec{M}/ = 0.448\hat{F}_{mosz}^{(1)}a_Z \quad (5-213)$$

由于剩余力矩矢量是反向旋转的，也就是逆向于曲轴的旋转方向，因此只能借助同样与曲轴反向旋转的平衡轴来完全平衡 1 阶力矩。



图 5.2-24 保时捷 B6 曲轴；请参阅 [I76]

如果将气缸和一个气缸对的连杆错位角之间的角度提高到 180° ，同时曲柄角继续为 120° （始终需要严格区分“曲柄角”和一个 V 形气缸对的曲柄销的错位角），因此产生了在质量平衡方面极有优势的六缸对置发动机，保时捷公司的 911 系列车型的发动机在当时具有非常传奇的色彩，如图 5.2-24^[I76] 所示。它具有 120° 的一个恒定的点火间隔并不会出现 1 阶和 2 阶的自由作用力和力矩。

e) 对 VR6 发动机的说明

根据 [I77] ([I75])，根据点火顺序为 1-5-3-6-2-4 的 R6 直列式发动机的曲柄布置情况下来推论出大众 VR6 四冲程发动机 [也就是具有极小 V 角（这里为 15° ）的 V6 发动机] 的曲轴布置情况（图 5.2-25），其中气缸的计数方法继续像直列发动机那样（也即非“按底座方式”）进行。曲柄角 [像在直列式发动机上那样，这不是单个的曲柄（这里：曲轴的七个主轴承）或者带间隔壁的相对旋转的曲柄销（这里：曲轴的四个主轴承）] 被校正为在上止点方面再次具有 120° 的相同点火间距。曲柄转角图保持中央对称，从而在关注的阶中不会出现自由惯

性力。

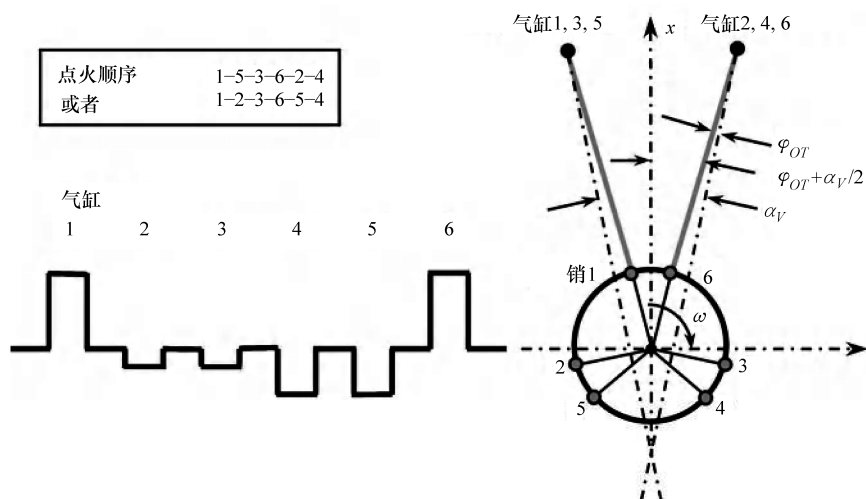


图 5.2-25 VR6 四冲程发动机的曲柄转角图；根据 [177]

为此，VR6 发动机提供 1 阶和 2 阶惯性力矩。为了尤其是将 1 阶惯性力矩保持小一些，也应使 V 角小一些并把因小 V 角造成的不可避免的发发动机的校正（气缸轴在曲轴轴线下相交）在可行性的框架内尽量保持小一些。这些确切的是“干扰性”的会导致产生质量矩的参数。此外应给每个曲柄规定“标准平衡”的方式。2 阶惯性力矩相对小一些且从表面来看不需要采取特殊措施^[177]。上述这些至少是通常设计时会做的事情。

除了客观的评判标准之外，主观的评判标准肯定也起着一定的作用。因此，实际的设计范围内 VR6 发动机在其自由质量作用方面接近 R6 发动机并因而可能被评价为比具有均匀点火间距的 V6/60°或 V6/90°发动机更佳，这绝对不会让人感到惊讶。

在对 VR 发动机的质量平衡进行计算处理时要注意两种情况（请参阅第 4.2.3.3 节）：

- a) 校正的曲柄连杆机构的惯性力（活塞加速度的 sin 项）。
- b) 未校正的曲柄连杆机构上止点（和下止点）（“伸展位置和覆盖位置”）与上止点的不同。

活塞中心线偏移量或者校正 y 可以是正值或者负值。如果从上止点来看错位逆着旋转方向，则出现负值，如果这种错位沿着曲轴的旋转方向，则相应的是正值。“偏心率”（ $e = y/l_{pl}$ ）这个术语（与连杆长度相关的错位）在第 4.2.3.3 节的上下文中已经很常见了。这也适用于在下面再次说明的冲程 s^* 的方程以及活塞中心线偏移量或校正中的上止点或下止点角度。

$$s^* = x_{OT} - x_{UT} = \frac{r}{\lambda_{pl}} (\sqrt{(1 + \lambda_{pl})^2 - e^2} - \sqrt{(1 - \lambda_{pl})^2 - e^2}) \quad (5-214)$$

$$\varphi_{OT} = \arcsin \frac{y}{l_{pl} + r} = \arcsin \frac{e}{1 + \lambda_{pl}} \quad (5-215)$$

$$\varphi_{UT} = \arcsin \frac{y}{l_{pl} - r} = \arcsin \frac{e}{1 - \lambda_{pl}} + \pi \quad (5-216)$$

对于上止点位置，在图 5.2-26 中再次图示了已知的关联性。

级数展开后，下列的简单方程适用于振动的惯性力：

$$F_{mosz} = m_{osz} r \omega^2 (\cos \varphi + A_1^* \sin \varphi + A_2^* \cos 2\varphi + A_3^* \sin 3\varphi + A_4^* \cos 4\varphi + \dots) \quad (5-217)$$

其中

$$A_1^* = e \left(1 + \frac{3}{8} \lambda_{pl}^2 + \frac{15}{64} \lambda_{pl}^4 \right) + \frac{1}{2} e^3 \left(1 + \frac{15}{8} \lambda_{pl}^2 \right) + \frac{3}{8} e^5$$

$$A_2^* = A_2 + \frac{3}{2} e^2 \lambda_{pl} \left(1 + \frac{5}{4} \lambda_{pl}^2 \right) + \frac{15}{8} e^4 \lambda_{pl}$$

$$A_3^* = -\frac{9}{8} e \lambda_{pl}^2 \left(1 + \frac{15}{16} \lambda_{pl}^2 \right) - \frac{45}{16} e^3 \lambda_{pl}^2 \quad (5-218)$$

$$A_4^* = A_4 - \frac{15}{8} e^2 \lambda_{pl}^3$$

$$A_2 = \lambda_{pl} + \frac{1}{4} \lambda_{pl}^3 + \frac{15}{128} \lambda_{pl}^5 \approx \lambda_{pl} \quad (5-219)$$

$$A_4 = -\frac{1}{4} \lambda_{pl}^3 - \frac{3}{16} \lambda_{pl}^5 \approx -\frac{1}{4} \lambda_{pl}^3$$

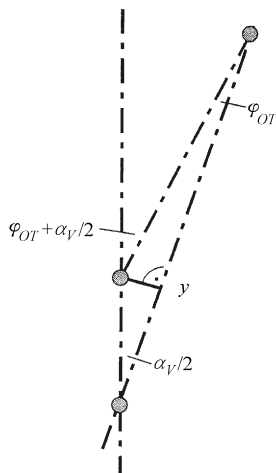


图 5.2-26 限定的 V 形发动机的参数

众所周知，在未进行活塞中心线偏移的或者校正的发动机上， $\sin$ 项会消失。一般情况下会忽略相对小的活塞中心线偏移量。 $\cos$ 项的系数会相应地简化并按照方程 (5.21-9) 进行换算，在这种情况下取消带星 (“*”) 的特殊标记。

一个实际的例子可能有助于更好地理解 VR 发动机的情况。例如，大众的 VR 发动机的参数如下：

冲程	$s^* = 90.3 \text{ mm}$
连杆长度	$l_{pl} = 164 \text{ mm}$
V 角	$\alpha_V = 15^\circ$
校正	$y = \pm 12.5 \text{ mm}$
连杆曲柄比	$\lambda_{pl} = 0.274$

借助这些数据首先可计算出一个曲柄半径 $r = 45 \text{ mm}$ 和一个偏心率 $e = \pm 0.07622$ 。为此，方程 (5-215) 提供一个角度 $\varphi_{OT} = \pm 3.43^\circ$ 。要确定曲轴正确的曲柄错位角或连杆错位角，则要从直列式发动机的布置情况出发。然后，为了实

现相同的点火间距,将两个气缸排列相互扭转一个角度 $\delta^* = \alpha_V + 2\varphi_{OT} = 15^\circ + 2 \times 3.43^\circ = 21.86^\circ$ 。在考虑计算准确度的情况下,这与文件中的数据 $21^\circ 50' = 21.83^\circ$ 完全一致。连杆错位角(当后一个术语不符合具有一定双重特征的 VR 发动机的思维方式时,则为 V 形气缸对曲柄销的错位)最终在曲柄角为 120° 时像 R6 发动机一样为 $\delta = 120^\circ - \delta^* = 120^\circ - 21.86^\circ = 98.14^\circ$ 。

在考虑例如 1-5-3-6-2-4 的点火顺序的情况下为各个气缸分配下列曲柄角 φ_i :

$$\begin{aligned}\varphi_1 &= \varphi + \frac{\alpha_V}{2} + \varphi_{OT} \\ \varphi_5 &= \varphi - \frac{\alpha_V}{2} - \varphi_{OT} - \delta \\ \varphi_3 &= \varphi_1 - 2 \times 120^\circ = \varphi + \frac{\alpha_V}{2} + \varphi_{OT} - 240^\circ \\ \varphi_6 &= \varphi_5 - 2 \times 120^\circ = \varphi - \frac{\alpha_V}{2} - \varphi_{OT} - \delta - 240^\circ \\ \varphi_2 &= \varphi_1 - 4 \times 120^\circ = \varphi + \frac{\alpha_V}{2} + \varphi_{OT} - 480^\circ \\ \varphi_4 &= \varphi_5 - 4 \times 120^\circ = \varphi - \frac{\alpha_V}{2} - \varphi_{OT} - \delta - 480^\circ\end{aligned}\quad (5-220)$$

在计算 1 阶和 2 阶惯性力矩时下一步如何进行与常规 V6 发动机的情况是一样的,我们在前面已经详细进行了说明。因此有意的读者可以阅读一下。同时要注意方程 (5-196),例如在 1 阶往复惯性力中为大众发动机参数进行如下换算,其中相应地要将三个气缸校正为正值,并将三个气缸校正为负值:

$$F_{mosz}^{(1)} = m_{osz} r \omega^2 (\cos\varphi + A_1^* \sin\varphi) = m_{osz} r \omega^2 (\cos\varphi \pm 0.0787 \sin\varphi) \quad (5-221)$$

相对于直列式发动机,VR 方案的优点是相比之下结构明显更短,相对于 V 形发动机来说实际情况是仅需要使用一个气缸盖。缺点是质量矩小一些。除了在 4.2.3.3 节中讨论的实际情况之外,由于进气道的长度包括造成的热效应的原因,一定程度的均匀混合气供应的问题无法完全避免。

f) 对 VR5 发动机的说明

当时,大众汽车也推出了一款具有相同小的 15° V 角和同样的均匀点火间距的(但是当时在语言使用中很少使用这个附加的“R”字母) VR5 发动机^[179]。在这种发动机上在 1 阶和 2 阶中会出现惯性力和力矩。类似于以前所说的 R5 发动机可通过点火顺序来施加影响。2 阶惯性力相对小一些。考虑发动机时,惯性力仅为相应 R4 发动机的 12%。结构样式所限的较小的力臂有益于 1 阶质量矩。因此,在这方面,VR5 发动机可归入相应的 V6 发动机的范围内。在选择点火顺序上,2 阶质量矩相对大一些。在这里应将 VR5 发动机划入相应的 R5 和 R6 发动机之间的一

个类别^[179]。在行驶舒适性方面评估 VR5 发动机要好于 R4 和 R5 发动机。根据估计无法达到 V6 或者 VR6 发动机的水平。

g) 对 V8 发动机的说明

对于在自由质量作用方面被评价为特别有利的八缸发动机（直列式发动机和对置气缸发动机），目前在乘用车和商用车领域内已没有什么地位。直列式发动机的长曲轴在发动机快速运转时在极偶尔的情况下会产生扭转振动，对置气缸发动机的尺寸横向会过于向外凸出。因此，其优异的质量平衡能力在实际情况下对于上述应用情况来说没有意义。

八缸发动机的点火间距为 $\varphi_z = 4\pi/8 = 90^\circ$ 。一般来说，V8 发动机当然也具有相同的 90° V 角，其沿着两个面弯曲的曲轴具有四个相互错开 90° 或 180° 的双曲柄（即没有连杆错位角，也就是不存在一个气缸对相互扭转的曲柄销），如图 5.2-27 所示。这种排列方式产生了一个在 1 阶和 2 阶无作用力的且在 2 阶也无力矩的发动机。但是还会有 1 阶惯性力矩，可通过“标准平衡”进行完全平衡。像所有的发动机一样，可通过两个相应安放在轴端上的平衡质量来平衡旋转的部分。

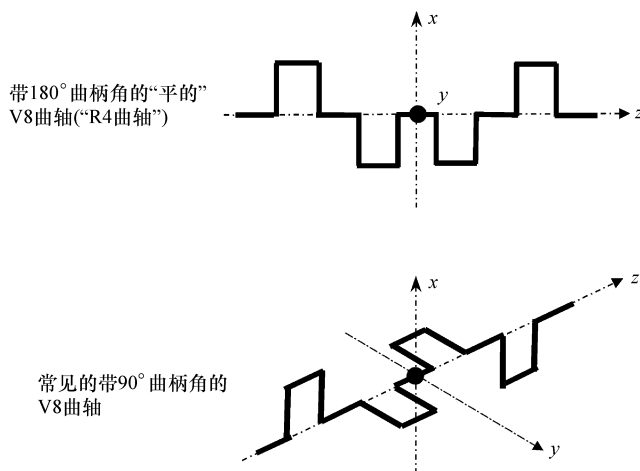


图 5.2-27 V8 曲轴；原理图

这种规格的 V8 发动机提供较高的运转舒适性。如果将 R6 发动机主观评价为更佳，则原因不应在质量平衡的质量上找。原因是与换气相关的噪声现象。强加在 V8 发动机上述实际情况上的点火顺序的方法不可避免地也会依次点燃相邻的或一列气缸。相反，我们希望看到相应地从一列气缸到另一列气缸“跳跃式”点火，也就是说两列气缸交替点火。这恰巧在所述的配置中无法呈现。因此各气缸也会出现不均匀的点火间距，例如根据具有实际意义的点火顺序产生的点火间距为：1 - 5 - 4 - 8 - 6 - 3 - 7 - 2 (- 1 - ...)。不均匀的点火间距也会导致不均匀的流入和流出条件，如图 5.2-28^[180] 所示。因此，废气流的压力波动也会或多或少地发出干

扰性的噪声。但是，这是一个热力学上的问题，而不是一个根本的机械问题。

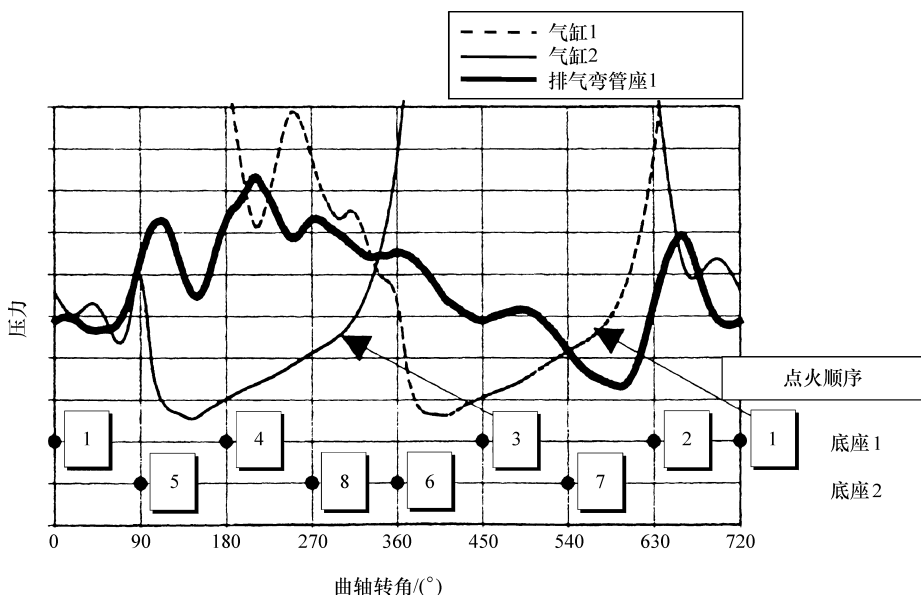


图 5.2-28 额定转速下的 V8 汽油发动机的废气压力脉冲；根据 [I80]

带平衡块的“四缸曲轴”的 V8 发动机（仅在一个平面内，也就是弯曲 180°）到目前为止不是高级乘用车动力装置的备选方案。在沿着发动机横向（水平作用）的 2 阶惯性力可归为无问题的类别。此外会出现一个围绕着 y 轴的因气缸座错位造成的 2 阶振动惯性力：

$$F_y^{(2)} = 4 \sqrt{2} \hat{F}_{mosz}^{(2)} \sin\varphi \quad (5-222)$$

$$M_y^{(2)} = -2 \sqrt{2} \hat{F}_{mosz}^{(2)} b_z \sin\varphi \quad (5-223)$$

式中， $\hat{F}_{mosz}^{(2)}$ 是 2 阶惯性力的峰值； b_z 为两列气缸的错位。按照下列点火顺序计算方程 (5-223)。平衡 2 阶惯性力需要使用两个以双倍的转速对向旋转的平衡轴（参见第 5.2.1.3 节）。虽然如此，但是因其具有进气侧和排气侧的热力学优势因而用作以功率为目标的发动机。在 [I78] 中使用的点火顺序 1-8-3-6-4-5-2-7 满足两列气缸交替点火的要求。每列气缸都产生一个像 R4 发动机一样的点火顺序，也即 1-3-4-2 和 8-6-5-7。原则上也可进行双重点火：1/4-5/8-2/3-6/7。

h) 对 V10 发动机的说明

V10 发动机显然赢得了相当的地位。以前它是介于 V8 和 V12 结构形式之间的很少受到关注的“异类”，它也同样是因为一级方程式赛车而受到了关注。着眼于眼前规定的气缸工作容积，V12 发动机气缸单元的趋势是变“小”，而发动机则越

来越长。在相应的 V8 发动机上，气缸直径比预期要大，因而活塞则相对“重”一些。此外，如果使用常规的 90° V 角，则发动机会变宽。量产发动机不抄袭单纯的赛车发动机，但这并不是不将 V 角设计得小一些的适当理由。这样做主要是出于总体考虑的几个原因。

V10 发动机的点火间隔为 $4\pi/10 = 72^\circ$ 。类似于 V 角、均匀的点火间距和曲柄角可保持一致的 V8 发动机，这代表着相同的 72° 的 V 角。相反，在以前的文献中（例如 [I57]），也建议 V10 发动机使用 90° 的 V 角。此外还有其他可接受的设计方案，在这里我们不进行讨论。 90° 当然意味着不均匀的点火间距（ $54^\circ - 90^\circ - 54^\circ - 90^\circ - \dots$ ），曲轴弯曲 5 次（不带错位曲柄销的 5 个双曲柄）。不会出现自由作用力，但会出现 1 阶和 2 阶质量矩。可借助“标准平衡”完全平衡 1 阶质量矩。2 阶质量矩相对小一些。因而，总的来说，V10 发动机并不落后于 V8 发动机。

i) 对 V12 发动机的说明

V12 发动机的点火间距为 $4\pi/12 = 60^\circ$ 。类似于 V8 和 V10 发动机（请参阅前述内容），V12 发动机也可让 V 角、均匀的点火间距和曲柄角保持一致，这代表着 V 角为 60° ，曲轴弯曲 6 次（不带错位曲柄销的 6 个双曲柄）。这与 R6 发动机的曲轴是一样的。由于曲轴是中央对称和纵向对称的，因而既不会出现自由力也不会出现低于 6 阶的力矩。如果只观察质量作用，则在比较 V12 发动机和 R6 发动机时甚至会得出略有利于 R6 发动机的结果。R6 发动机本身在 6 阶中就没有自由质量矩并且 6 阶自由惯性力比 V12 发动机低 $1/\sqrt{3}$ 个系数。这可能有点吹毛求疵，然而 R6 发动机的机械质量的确高于 V12 发动机。如果衡量因气缸加倍产生的基本较均匀的 V12 发动机的转矩曲线，则 V12 发动机总的来说具有绝对占据优势的运行特性。图 5.2-29 给出了宝马 V12 发动机的曲柄连杆机构的照片^[I82]。



图 5.2-29 宝马 V12 发动机的曲柄连杆机构；根据 [I82]

j) 对搭载 12 个以上气缸的发动机的说明

在过去几年中,常常看到有研发 16 和 18 缸乘用车发动机的报道,它们在本节内容撰写之时还未进行量产。这些项目并不存在技术必要性,例如为了设计质量平衡更佳的和具有较均匀转矩曲线的发动机。即使用引起轰动效应的技术来制造豪华级汽车,在这种缸数较多的情况下,怎么实现尽量紧凑的结构样式肯定是主要问题。因此对常见的直列和 V 形排列形式提出了问题。根据缸数提供三列(W 形发动机)甚至四列(VRV 形发动机)的样式。VRV 排列形式意味着将准两个 VR 发动机与其典型的小 V 角组合起来,使得它们额外形成一个大的 V 角。由于这最终相比借助定义的所谓 W 发动机更符合“W”的形式,因此目前 VRV 发动机的研发人员称其为 W 形发动机。因此, W 形发动机目前来说没有明确的定义,因此可能有 3 个甚至 4 个气缸列。原理所限,曲柄连杆机构承受着极高的负荷,因而需要进行特别的研发工作。

5.2.1.2.4 质量转矩

质量转矩是指围绕着 $\vec{M}_Z$ 轴,即曲轴纵轴的力矩。它因非一致移动的“旋转”质量而产生。这个旋转质量肯定还需要进行进一步的说明。在到目前为止的说明中都是将质量或部分质量始终汇总成一个点来看待的。实际上大家都知道根本不是这样,我们将其表述为惯性力矩,按照规定,其基于质量的空间分布。在不稳定的旋转移运动时会产生一个围绕着旋转轴的力矩。在曲柄连杆机构中,这不仅会不受限制地出现在进行回转运动的连杆上,在一定条件下(在转速不一致的情况下)也会出现在曲轴上。

相应地,质量转矩由不同的部分组成,下面我们将详细进行讨论:

a) 活塞的动量矩: $T_K \approx 0$ (5-224)

如果忽略因较低的振幅引起的倾斜运动,则活塞会进行单纯的平移运动。

b) 振动的连杆质量部分的动量矩:

$$T_{Plosz} = -\Theta_{Plosz} \dot{\psi} = -m_{Plosz} k_{Plosz}^2 \dot{\psi} \quad (5-225)$$

式中, ψ 是连杆摆动角; $\dot{\psi}$ 是连杆摆动运动的角速度; Θ_{Plosz} 是振动的连杆质量部分 m_{Plosz} 涉及活塞销的质量惯性力矩; k_{Plosz} 是相应的惯性半径。

c) 旋转连杆质量部分的动量矩:

$$T_{Plrot} = -\Theta_{Plrot} \dot{\psi} + m_{Plrot} r^2 \omega = m_{Plrot} (-k_{Plrot}^2 \dot{\psi} + r^2 \omega) \quad (5-226)$$

类似于 b), Θ_{Plrot} 、 m_{Plrot} 和 k_{Plrot} 是基准点为曲轴曲柄销(连杆)或者曲轴主轴颈的旋转连杆质量部分的相应参数。如果考虑让振动的和旋转的连杆质量部分在涉及连杆的质量重心(质量 m_{pl} 、惯性半径 k_{pl})上在总和上必须与连杆的惯性力矩相等,则可使用下列方程,其中可使用 Steiner 定律(涉及旋转轴的惯性力矩,按照与质量重心 $\Theta = \Theta_0 + ms^2$ 的间距 s):

$$m_{p_{losz}}[k_{p_{losz}}^2 + (l_{pl} - l_{p_{l1}})^2] + m_{p_{lrot}}(k_{p_{lrot}}^2 + l_{p_{l1}}^2) = m_{pl}k_{pl}^2 \quad (5-227)$$

借助已知的关系式

$$m_{p_{losz}} = m_{pl} \frac{l_{p_{l1}}}{l_{pl}} \text{ 及 } m_{p_{lrot}} = m_{pl} \left(1 - \frac{l_{p_{l1}}}{l_{pl}}\right)$$

得出:

$$m_{p_{losz}}k_{p_{losz}}^2 + m_{p_{lrot}}k_{p_{lrot}}^2 = m_{pl}[k_{pl}^2 - l_{p_{l1}}(l_{pl} - l_{p_{l1}})] \quad (5-228)$$

d) 曲轴的动量矩:

$$T_{KW} = \Theta_{KW}\omega = m_{KW}k_{KW}^2\omega \quad (5-229)$$

e) “旋转”质量的总动量矩:

$$T_{ges} = T_K + T_{p_{losz}} + T_{p_{lrot}} + T_{KW} \quad (5-230)$$

$$T_{ges} = -\dot{\psi}(m_{p_{losz}}k_{p_{losz}}^2 + m_{p_{lrot}}k_{p_{lrot}}^2) + \omega(m_{p_{lrot}}r^2 + m_{KW}k_{KW}^2) \text{ 及 } \quad (5-231)$$

$$T_{ges} = \dot{\psi}m_{pl}[l_{p_{l1}}(l_{pl} - l_{p_{l1}}) - k_{pl}^2] + \omega[m_{pl}r^2\left(1 - \frac{l_{p_{l1}}}{l_{pl}}\right) + m_{KW}k_{KW}^2] \quad (5-232)$$

在考虑使用方程 (5-228) 的情况下。很明显这是一个带“缩减了”惯性力矩的短写法:

$$T_{ges} = \dot{\psi}\Theta_{red1} + \omega\Theta_{red2} \quad (5-233)$$

最终, 根据上述未特别提及的机械动量矩定理得出质量转矩:

$$M_z = -\frac{dT_{ges}}{dt} = -(\ddot{\psi}\Theta_{red1} + \dot{\omega}\Theta_{red2}) \quad (5-234)$$

式中, $\dot{\omega}$ 是曲轴的角加速度, 因此, 第二项仅在不稳定运转模式 (在转速变化时) 出现; $\ddot{\psi}$ 是连杆回转运动的角加速度, 它由一个稳定的和非稳定的部分组成。已知的连杆摆动角 ψ 和曲柄角 φ 之间的关系, 也就是 $\sin\psi = \lambda_{pl}\sin\varphi$ 及 $\psi = \arcsin(\lambda_{pl}\sin\varphi)$, 也允许为 ψ 进行级数展开:

$$\psi = \lambda_{pl}\sin\varphi + \frac{1}{6}\lambda_{pl}^3\sin^3\varphi + \frac{3}{40}\lambda_{pl}^5\sin^5\varphi + \dots \quad (5-235)$$

对于幂 $\sin^n\varphi$ 可再次进行一个傅里叶级数展开。具体如何在这里不做详细说明, 结果如下:

$$\psi = \lambda_{pl}\left(C_1\sin\varphi + \frac{1}{9}C_3\sin^3\varphi + \frac{1}{25}C_5\sin^5\varphi + \dots\right) \quad (5-236)$$

$$\dot{\psi} = \lambda_{pl}\omega\left(C_1\cos\varphi + \frac{1}{3}C_3\cos^3\varphi + \frac{1}{5}C_5\cos^5\varphi + \dots\right) \quad (5-237)$$

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = & -\lambda_{pl}\omega^2(C_1\sin\varphi + C_3\sin^3\varphi + C_5\sin^5\varphi + \dots) + \\ & \lambda_{pl}\dot{\omega}\left(C_1\cos\varphi + \frac{1}{3}C_3\cos^3\varphi + \frac{1}{5}C_5\cos^5\varphi + \dots\right) \end{aligned} \quad (5-238)$$

其中常量 C_i 的含义是:

$$\begin{aligned} C_1 &= 1 + \frac{1}{8}\lambda_{Pl}^2 + \frac{3}{64}\lambda_{Pl}^4 + \dots \\ C_3 &= -\frac{3}{8}\lambda_{Pl}^2 - \frac{27}{128}\lambda_{Pl}^4 - \dots \\ C_5 &= \frac{15}{128}\lambda_{Pl}^4 + \dots \end{aligned} \quad (5-239)$$

平衡质量转矩的条件是:

$$\alpha) l_{Pl1}(l_{Pl} - l_{Pl1}) - k_{Pl}^2 = 0; k_{Pl}^2 = l_{Pl1}(l_{Pl} - l_{Pl1}) \quad (5-240)$$

$$\beta) m_{Pl}r^2\left(1 - \frac{l_{Pl1}}{l_{Pl}}\right) + m_{KW}k_{KW}^2 = 0; l_{Pl1} = l_{Pl}\left(1 + \frac{m_{KW}k_{KW}^2}{m_{Pl}r^2}\right) \quad (5-241)$$

第一个要求可通过在连杆头或者连杆小孔上安装小的附加质量块来满足 (图 5.2-30), 后者由于 $l_{Pl1} > l_{Pl}$ 因而在实际情况下无法实现。

5.2.1.3 借助平衡轴来平衡质量

在使用平衡轴的时候, 至少在思维上使用矢量显示思维是有益的。目的是借助一个同样大小的反向矢量来产生平衡或者至少实现部分平衡的效果。如前述内容所述, 要平衡的矢量可以以周期性变化的或者在特殊情况下用恒定的量进行“圆形”旋转或者沿着纵向或横向振动。按照常规的方式 (也就是借助平衡重) 可能只能部分平衡惯性力和质量矩。除了结构上的限制之外, 原因也可能是原理上的 (目前为止的说明已经证明了)。一般情况下会留有一个剩余矢量。通过平衡重原则上可实现的平衡度具体要看相应的特殊情况。剩余矢量一般情况下由一个在曲轴上借助附加的平衡重可平衡的正向旋转的矢量和可能之外还由一个以这种方式不能产生的反向 (逆着曲轴旋转方向) 旋转的矢量组成。

平衡轴的使用聚焦于通过曲轴上的平衡轴无法平衡的惯性力和质量矩。只有这种情况才能说明为什么要采取这些耗费巨大的技术措施, 相对于常见的“备选方案”总是要对这些措施进行权衡。在这种情况下, 标准连杆摆动造成的质量转矩的部分主要是与获得潜在运转平稳性 (舒适性) 相关的附加成本。此外, 与一定的汽车级别相关的相关发动机策略也起着重要的作用。最后还要考虑该级别内竞争车型的机动性。

平衡轴需要有一个近似曲轴箱的从属结构, 这要求有附加的安装空间。必须可靠对其进行支承, 特别是如果平衡轴要以双倍的发动机转速旋转时 (平衡第 2

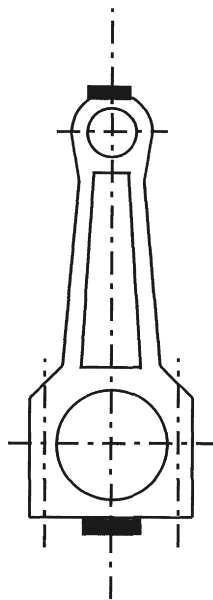


图 5.2-30 连杆头或连杆小孔上的小附加质量用于平衡

阶)。除了简单的两点支承之外,在某些情况下也要考虑进行三点支承(或者四点支承)。类似于其他的发动机轴承部位(曲轴主轴承、连杆轴承),可以使用例如分体式滑动轴承(带钢背和 AlSn20 减摩层的轴瓦)或一体式轴套。这需要对压力机油润滑系统进行进一步的分流并确保机油无压力地回流。免维护的滚动轴承价格更贵并且结构上要大于滑动轴承。如果平衡轴必须或者要安装在所谓的“无压力机油腔”之外,则需要使用滚动轴承。但是极少采用这种方式。

要么单独驱动平衡轴要么将其另外集成在发动机的附加驱动方案中。无论是通过齿形带、链条或者齿轮,驱动装置都必须长时间相位可靠、经久耐用并不会产生噪声。机械驱动损失必须尽量低。在对平衡轴进行支承时不能放弃轴向力支承(在滑动轴承中强制使用垫片或者轴环套)。

因此,后续进行平衡轴的集成从设计上来说很困难,从而应该在方案阶段就务必对这个选项做出决策。对于驱动平衡轴来说没有理想的解决方案。要根据相应的设计实际情况做出不同的决定。无论相关的技术文献(例如 [I83])倾向于很少或者详细对这个主题进行讨论,都应该根据具体情况再做出决定。目前,如果轴(一个或多个)支承在曲轴的下方,则链式驱动与齿轮驱动会产生冲突。为此在曲轴上预设一个链轮或者齿轮。它们不强制位于曲轴控制侧(可能备用于机油泵或机油泵从动)的销子上,而是在另一个合适的位置上。对后者的要求意味着具有足够静态的“稳定性”并且一个相对低的动态(振荡波节)。采用带链条张紧器的链条是极为适合平衡发动机运行期间出现的轴间距变化的。齿轮驱动原则上提出了将齿隙最小化的问题。但是,链轮必须集成在曲柄臂中,从而较大的直径成了问题。随后会轻易地超过最大允许的链条速度。像目前使用的链条,根据 [I83],最大的链条速度按制造商的数据约为 30m/s 。如果通过一个链条驱动的机油泵来驱动轴(一个或多个),在这种情况下有另外一种方法,请参阅图 5.2-31。在控制侧的销子上,驱动机油泵的链轮尺寸要足够小,以避免出现上述的问题。

a) 往复振动的惯性力(1 阶和 2 阶)

对于平衡自由惯性力来说总是需要使用两个与曲轴对称排列的轴,以防止产生其他的质量矩。轴的离心质量的方向应使得合成的作用力矢量逆着要平衡的自由惯性力的方向。相位相应地为 180° 。各个轴自身在设计时或者将两个轴沿着发动机垂直方向和纵向进行定位时也要防止产生其他的质量矩。

b) 旋转的质量矩

如果在用轴平衡惯性力时要避免产生其他的自由力矩,则在平衡力矩时也要避免其他的自由作用力。在产生旋转的平衡力矩时使用一个遵守上述要求的“随意”定位的平衡轴就足够了。该平衡轴有两个以尽量大的间距(杠杆比)对置排列的离心质量。平衡力矩的相位再次与要平衡的质量矩呈 180° 。平衡轴以相同的转速(在实际情况下这基本是 1 阶)逆着曲轴的方向旋转,也就是与反向旋转的余力矩矢量是反相的。在这种情况下隐含着用曲轴上的平衡轴完全平衡正向旋转的部分。

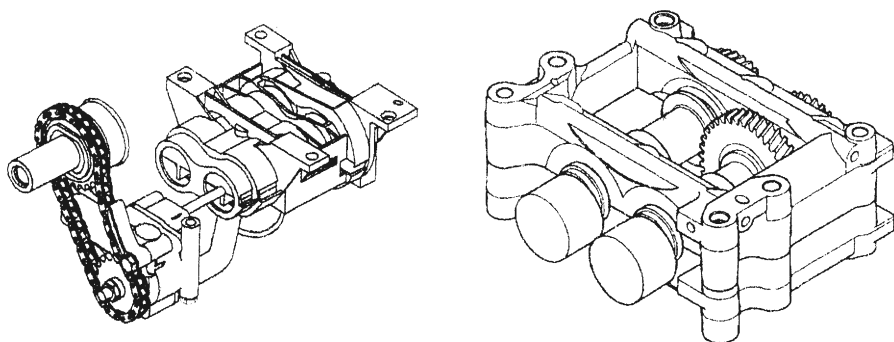


图 5.2-31 在四缸直列式发动机上通过机油泵或者曲轴侧的齿轮来驱动平衡轴（2 阶惯性力）：根据 [183]

c) 振动的质量矩

在产生振动平衡力矩时原则上需要使用两个反向旋转的轴。轴的错开 180° 的偏心轮质量以镜像对称的方式相互旋转。质量矩的分量沿着平衡方向叠加，与其垂直的质量矩相互抵消。

5.2.1.3.1 通过平衡轴来平衡惯性力；方法和应用

a) 单缸发动机

图 5.2-32 和图 5.2-33（左侧）表示借助以曲轴转速旋转的平衡轴来完全平衡单缸发动机 1 阶惯性力的两个备选方案。

在“标准平衡”时通过一个同样反向（也就是逆着曲轴的旋转方向）旋转的力矢量来平衡未平衡的反向旋转的力矢量（它代表 50% 剩余的振动惯性力）。如前所述，两个对称排列的同时逆着曲轴的方向旋转的偏心轴（特征是 $2 \times 25\%$ ）的惯性力会平衡振动的剩余作用力（50%）。如果仅借助平衡轴来平衡旋转的质量，则两个反向旋转的（镜像对称）的平衡轴会产生一个振动的作用力矢量（ $2 \times 50\%$ ），它会平衡整个振动的惯性力（100%）。

2 阶的惯性力不能通过曲轴上的平衡轴来平衡，众所周知，它会以一个与双倍的发动机转速相等的频率出现。由于这涉及振动的作用力，因此再次需要使用两个反向旋转的轴，如图 5.2-33（右侧）所示，它以双倍的发动机转速旋转。

b) 四缸发动机的 2 阶惯性力

在四缸发动机上，2 阶惯性力特别严重，它会在所有的四缸上叠加起来，原因是相关的曲柄转角图根本不具对称性，而是所有四个缸的惯性力朝一个方向作用，请参阅图 5.2-34。这会给用点火频率抵消四缸发动机的 2 阶惯性力的周期性造成困难。四缸发动机因而燃气压力侧也会由发动机 2 阶的惯性力决定。因此这种发动机一定程度的不稳定是典型特征。如果 2 阶惯性力激励了发动机-变速器复合结构的弯曲固有频率并通过发动机悬置传递到车身上，则可以非常明显地感觉到。在以

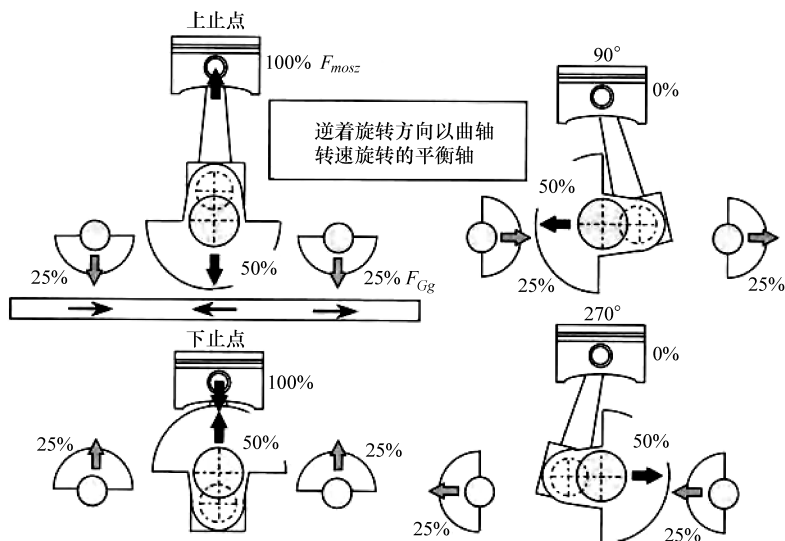


图 5.2-32 通过两个逆着曲轴旋转方向以曲轴转速旋转的平衡轴以“标准平衡”来完全平衡单缸发动机 1 阶惯性力（原理图）

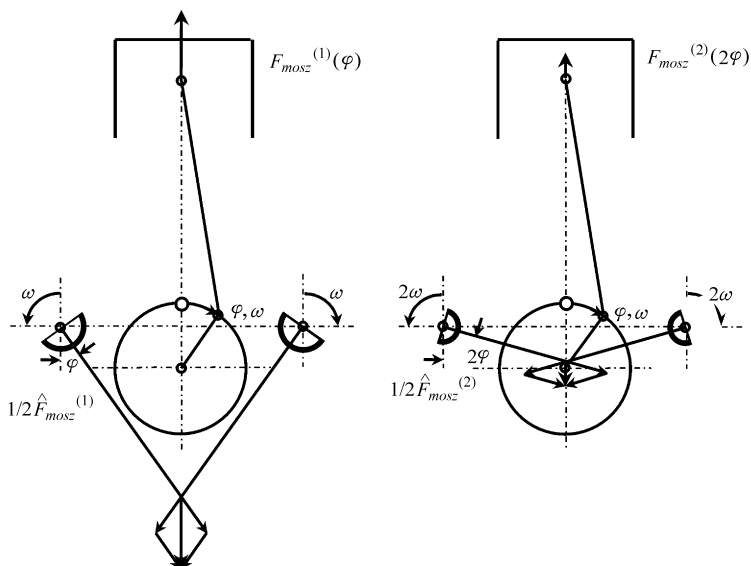


图 5.2-33 借助相应的第二对反向（镜像对称）以单倍或双倍发动机转速旋转的平衡轴来完全平衡单缸发动机上的 1 阶和 2 阶惯性力和通过平衡重平衡的旋转惯性力

前会对大的激励采取干预措施，通过加固结构措施将这种弯曲固有频率提高到 250 ~ 300Hz 的频率范围内，也就是相对于激励频率向上推移地足够远。例如，在

$n = 6\,000\text{r/min}$ 时, 2 阶的激励频率为 $2 \times 6\,000/60 = 200\text{Hz}$ 。

在很大程度上不再需要畏惧用两个附加的以双倍转速反向旋转的平衡轴所造成的耗费。这主要是对于那些“大型”乘用车四缸发动机来说的, 相应地可理解为气缸工作容积 $> 2\text{L}$ 。这种方式的平衡也称为“Lancaster 平衡”, 如图 5.2-35 所示。在图示的平衡轴的“高位置”上, 气缸曲轴箱需要有一个侧面的支承结构或安装结构。一个备选的安装结构请参阅图 5.2-36^[184]。图中所示的平衡轴的位置比较“深”, 也就是在曲轴下方。在这种规格的示例中, 两个平衡轴集成在一个铝制框架中, 导向件安装在气缸曲轴箱和油底壳之间。平衡轴的驱动同样绑定在机油泵链条驱动中。一个位于链轮中的齿轮直接驱动平衡轴并且以 2:1 的比例通过一个中间齿轮驱动第二个用于产生对向旋转运动的平衡轴。

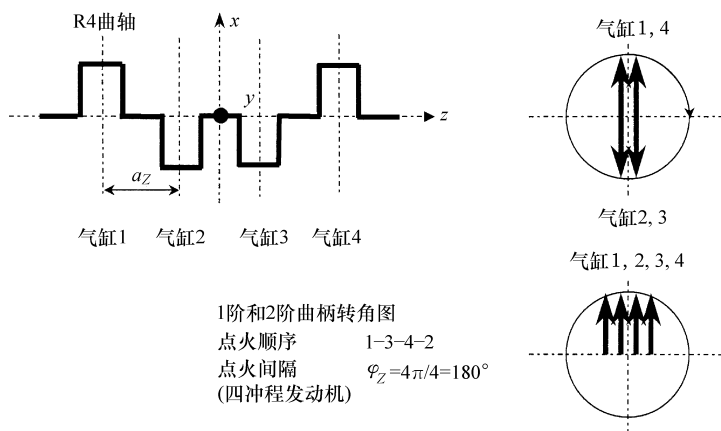


图 5.2-34 四缸直列式发动机的 1 阶和 2 阶曲柄转角图

有很好的理由在进行“Lancaster 平衡”时通过两个平衡轴非对称式的布置附加产生一个围绕着发动机纵轴的力矩。该力矩应反作用于因多变的旋转力的作用尤其是在四缸四冲程发动机 2 阶方面产生的所谓的“滚转力矩”。在本节的上下文中一般也称为平衡因燃气压力作用和惯性力作用而产生的自由转矩。在产生一个围绕着发动机纵轴的力矩时, 实际上从原理来说使用一个与该轴错开的偏心轴就足够了, 该偏心轴以一个与相应的阶次相符的转速和相应的相位旋转。

图 5.2-37 以示例的方式图示了“Lancaster 平衡”的双轴布置情况。严格地来看, 由于转速的依赖关系不同仅能在额定的转速/负荷点完全实现同时的滚转力矩平衡 (在图右侧) (滚转力矩请参阅第 5.2.1.3.2 节)。

5.2.1.3.2 滚转力矩

a) 不均匀度

按照定义, 滚转力矩是一个围绕着纵轴的力矩, 这里的纵轴指的是发动机纵轴。在本节的上下文中所指的转矩是由自由的转矩叠加合成的, 因各个气缸的燃气

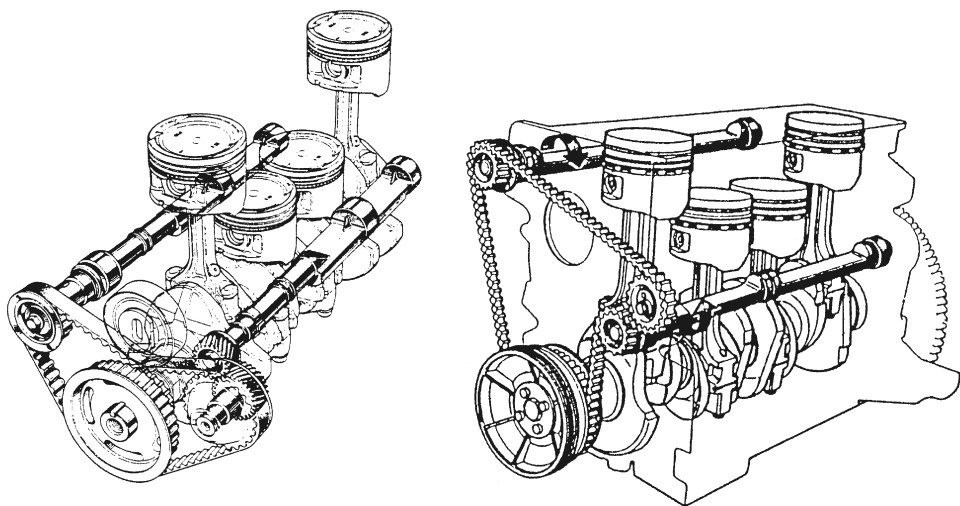


图 5.2-35 采用“Lancaster 平衡”的四缸发动机：本田雅阁（左）和蓝旗亚 Dedra（右）

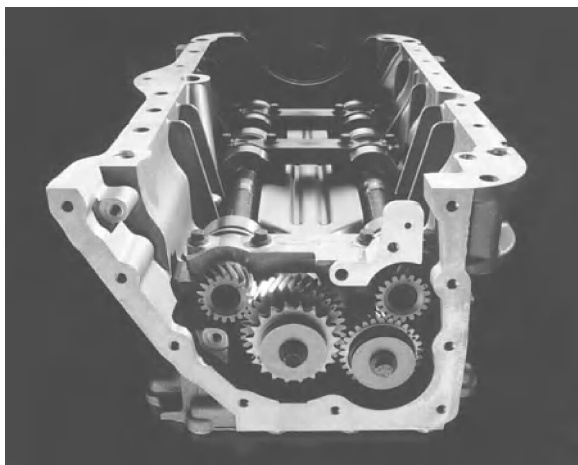


图 5.2-36 平衡轴的壳体和将轴驱动集成在机油泵驱动中（福特 2.3L DOHC 发动机^[184]）

压力和惯性力产生的。根据切向力曲线（扭力曲线）的不均匀度，该转矩或多或少承受着大的循环波动。一个四冲程循环要求转两圈的工作行程用于产生一个明显不均匀的曲轴旋转曲线。发动机质量受到加速随后再次进行制动。因此转速或多或少地明显波动。这种不均匀性基本上决定了缸数、点火间距的均匀度和驱动机构的惯性力矩，尤其是飞轮的惯性力矩。飞轮是用于在减速阶段以其存储的能量“牵拉”并在加速阶段以其惯性“阻挡”。相应地，其将转速波动平衡到一定的程度。以合适的方式在怠速情况下测量这些转速波动（前提条件是发动机热运行并进行

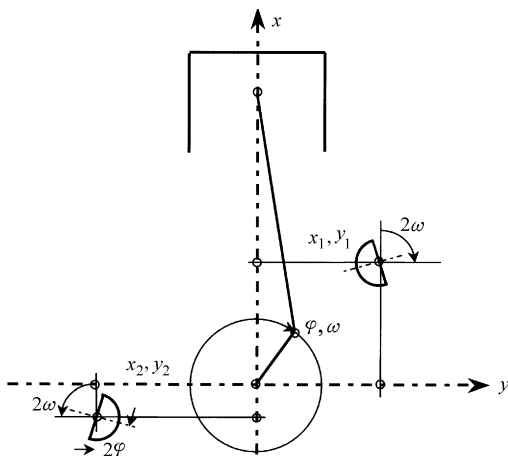


图 5.2-37 “Lancaster 平衡”与通过平衡轴的非对称布置来部分平衡 2 阶滚转力矩, 就像当时在保时捷发动机 944/968 上实现的那样

了最佳调节)。在一个循环期间转速波动如下

$$\Delta\omega = \omega_{\max} - \omega_{\min} \quad (5-242)$$

确定并取得平均值

$$\bar{\omega} = \frac{1}{2}(\omega_{\max} + \omega_{\min}) \quad (5-243)$$

该计算值称为不均匀度 $\delta_U = \frac{\Delta\omega}{\bar{\omega}}$ 。

b) 飞轮的测量

根据实际经验可尽量降低飞轮的惯性力, 使得转速波动最多为 10% (例如在 800r/min 下为 80r/min)。在以前的技术资料中也有较大的数值。在根据经验进行设计时, 发动机怠速性能的主观评价肯定起着关键性的作用。按照经验, 怠速非周期性的波动对乘客所获得的舒适感有着非常明显的影响。因此, 总的来说, 今天在尽量低的转速下让怠速保持稳定投注了大量的精力。

也可用计算的方式确定飞轮的质量。但是这种方法费时费力并以准确的测量数据为前提, 例如指示气缸压力曲线, 这在设计阶段还不能作为实际的测量参数提供使用。因此以近似的方式根据循环的模拟计算来获得这些数据。

后续使用的“切向压力” $\bar{p}_t$ 这个术语请参阅 c) 项中的详细说明。在一个工作循环期间 (曲轴转角为 4π) 由平均“切向压力”完成的内部功必须与平均指示的气缸压力 W_i 的所有气缸 (Z 个) 的活塞面积 A_K (气缸内部平均压力为 p_{mi}) 所完成的功一致:

$$W_i = A_K \bar{p}_t 4\pi r = A_K p_{mi} 2rz \Rightarrow \bar{p}_t = \frac{z}{2\pi} p_{mi} \quad (5-244)$$

下列方程描述了角速度随时间的变化, 它将在工作循环特定阶段 (加速阶段) 富余的在另外的阶段 (减速阶段) 缺少的能量 W_U 等同起来:

$$\frac{1}{2} [\omega^2(\varphi_2) - \omega^2(\varphi_1)] \Theta_{ges} = A_K r \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} (p_t(\varphi) - \bar{p}_t) d\varphi \quad (5-245)$$

$$\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2 = \frac{2W_{\ddot{U}}}{\Theta_{ges}} \quad (5-246)$$

因此适用:

Θ_{ges} 是涉及曲轴的旋转驱动机构质量的惯性力矩。用方程 (5-242)、(5-243) 和 (5-246) 可通过下列关系表述这种不均匀度:

$$\delta_U = \frac{W_{\ddot{U}}}{\omega^2 \Theta_{ges}} \quad (5-247)$$

如果允许有一定的不均匀度, 则在知道曲轴惯性力矩和位于该力矩上的附加旋转质量 $\Theta_{KW_{ges}}$ 的情况下可计算飞轮的惯性力矩:

$$\Theta_{Schw} = \frac{W_{\ddot{U}}}{\delta_U \omega^2} - \Theta_{KW_{ges}} \quad (5-248)$$

c) 燃气扭力曲线和质量扭力曲线

首先分别对燃气扭力部分和质量扭力部分进行观察是适宜的。随着曲柄转角变化的扭力曲线 $F_t(\varphi)$ 尤其会激励起曲轴的扭转振动。因此, 在这里也拆解为单个的谐波。切向力或者扭力可借助虚拟功的原理推导出来:

$$-F \frac{dx}{dt} = F_t r \frac{d\varphi}{dt} \quad (5-249)$$

在燃气压力和振动的惯性力方面相应地适用:

$$F_{tGas} = -F_{Gas} \frac{\dot{x}}{r\omega} \text{ 及 } F_{tmosz} = -F_{mosz} \frac{\dot{x}}{r\omega} = -m_{osz} \frac{\ddot{x}}{r\omega} \quad (5-250)$$

由于燃气压力要归结为气缸压力, 因此也采用“切向压力”的说法, 也就是与气缸面有关的切向力或扭力。类似的, 在扭力和平移的活塞作用力之间有下列关系:

$$F_t \approx F_K \left(\sin\varphi + \frac{\lambda_{Pl}}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (5-251)$$

借助同样包括 2 阶在内的设置的活塞加速度, 经过几次变形后最终为质量压力, 切向压力得出:

$$p_{tmosz} \approx \frac{m_{osz} r \omega^2}{A_K} \left(\frac{1}{4} \lambda_{Pl} \sin\varphi - \frac{1}{2} \sin 2\varphi - \frac{3}{4} \lambda_{Pl} \sin 3\varphi - \frac{1}{4} \lambda_{Pl}^2 \sin 4\varphi \right) \quad (5-252)$$

但是, 根据多缸发动机的缸数, 不是所有的谐波都有助于最终的转矩, 原因是因气缸(曲柄)之间的相位推移的原因谐波会相互抵消。下面是几个四冲程发动机的示例:

三缸发动机:

$$p_{tmosz} = \frac{m_{osz} r \omega^2}{A_K} \left(-\frac{9}{4} \lambda_{pl} \sin 3\varphi + \frac{9}{32} \lambda_{pl}^4 \sin 6\varphi \right) \quad (5-253)$$

四缸发动机:

$$p_{tmosz} = \frac{m_{osz} r \omega^2}{A_K} \left(-2 \sin 2\varphi - \lambda_{pl}^2 \sin 4\varphi + \frac{3}{4} \lambda_{pl}^4 \sin 6\varphi \right) \quad (5-254)$$

五缸发动机

$$p_{tmosz} = \frac{m_{osz} r \omega^2}{A_K} \frac{25}{32} \lambda_{pl}^3 \sin 5\varphi \quad (5-255)$$

对于燃气“切向压力”可根据方程(5-251)得出一个类似的方程:

$$p_{tGas} \approx \frac{F_{Gas}}{A_K} \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_{pl}}{2} \sin 2\varphi \right) \quad (5-256)$$

燃气扭力曲线也是一个周期性的函数。周期跟工作程序的循环一致。图5.2-38以示例的方式图示了四冲程发动机的曲柄扭力曲线和谐波。在四冲程发动机上,每个循环为两圈。据此得出作为最低阶的0.5阶。如果在燃气扭力期间识别半阶,则在质量扭力中仅会出现整数阶。

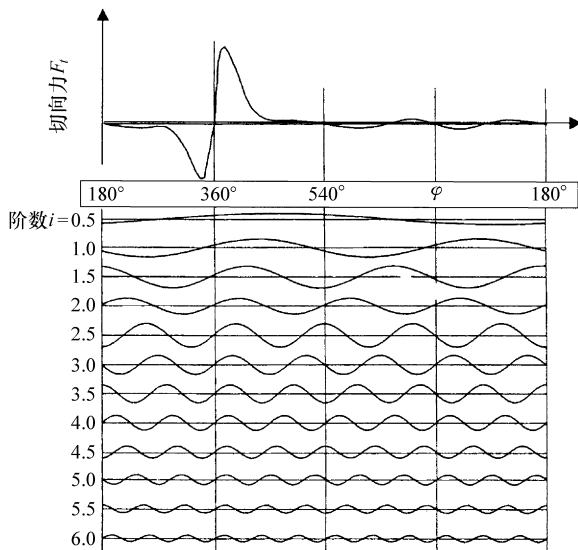


图 5.2-38 施加在曲柄上的切向力(扭力)和其谐波(四冲程发动机); 根据 [185]

可借助作为各个谐波总和的气缸压力曲线 $p_z(\varphi)$ [乘以活塞面积 A_K (或者气缸横截面的气缸直径 D_z)] 的谐波分析(也就是以傅里叶级数的形式)来描述气缸的燃气扭力曲线:

$$F_{tGas} = F_{t0} + \sum_{i=1}^n F_{ti} \sin\left(\frac{i\varphi}{2} + \delta_i\right) \quad (5-257)$$

式中, i 是谐波的指数, $i/2$ 是相关的发动机阶数; F_{i0} 是平均扭力; F_{ii} 是各个谐波的振幅; δ_i 是相关的相位角。在多缸发动机上根据气缸数和点火间距将燃气扭力曲线多次交错叠加起来。在 V 形发动机上根据实际情况首先进行 V 形气缸对的扭力叠加然后根据双曲柄的相位相关进行后续叠加可能是非常适宜的。

如果有燃气扭力和质量扭力的谐波, 则必须从矢量上为每个阶次将它们相加。燃气扭力具有 $\sin$ - 和 $\cos$ - 项, 质量扭力一般情况下仅有 $\sin$ - 项。高于 4 阶的质量扭力的振幅一般来说小到可忽略不计。扭力的谐波在各个阶中有不同的相位, 在这种情况下可为每个阶创建一个矢量图 (一个所谓的类似于前面适宜的曲柄转角图的方向转角图)。在扭力振动的激励方面 (会在本书中对其进行一些后续讨论), 在所有的代表各个曲柄的指针都同向指向的阶 (即主激励器阶) 变为指针在一个面上不同向指向的阶 (称为副激励器 1 阶)。

主激励器阶次: $i^{**} = \frac{z}{2}i$, ($i=1, 2, 3, \dots$); 四冲程发动机

副激励器阶次: $i^* = \frac{z}{2}\left(i - \frac{1}{2}\right)$, ($i=1, 2, 3, \dots$); 四冲程发动机

本说明适用于相同的点火间距。对于激励器阶次决定性的是缸数、点火顺序和工作过程。然而, 合成的主激励器振幅与点火顺序无关。

5.2.1.3.3 通过平衡轴平衡往复惯性力矩; 应用示例

在第 5.2.1.3 节中已经讨论了借助平衡轴来平衡往复惯性力矩的原理。这个主题也在例如 [I57] 的文献中进行了详细的讨论。为了借助平衡轴获得完全的力矩平衡效果可能首先需要改变要平衡的往复惯性力矩 (1 阶), 使得余力矩矢量旋转或者振动。可借助曲轴上的平衡轴来实现, 从而在这些情况下实际涉及一种组合式的平衡方式。在不以恒定的量旋转的力矩上用平衡轴也仅能实现部分平衡。

a) 三缸直列式发动机

图 5.2-39 以示例的方式图示了借助带齿轮驱动的平衡轴来平衡 1 阶往复惯性力矩的情况。这是一台 K75 摩托车的三缸直列式发动机, 宝马当时研发相对于 K100 四缸发动机的较小的驱动型号。

b) 六缸 V 形发动机

出于实际的原因不得不在三缸和四缸发动机上使用平衡轴 (但其使用出于成本的原因大多会有问题) 时, 而 V 形的六缸发动机的情况却相反。这种根据设计情况较小的 1 阶残余力矩 (在 V 角为 90° 时) 或者一般情况下评估为不必然看作是干扰性的 2 阶往复惯性力矩 (在 V 角为 60° 和 90° 时) 面对中高级乘用车 (特别是高级乘用车, V6 在这里一般是起步发动机) 的高舒适性的要求。这导致在 V6 发动机中使用平衡轴变得理所应当, 无论是为了平衡潜在的 1 阶残余惯性力矩还是 2 阶惯性力矩。

V 角为 90° 的 V6 发动机的 1 阶往复惯性力矩我们在第 5.2.1.2.3 节 d) 中进行

了详细讨论。相应地沿着发动机横向振动的 2 阶惯性力矩在连杆错位角为 $\delta = 0^\circ$ 时

$$\vec{M}^{(2)} / = \sqrt{6} \hat{F}_{mosz}^{(2)} a_z \quad (5-258)$$

如上一节所述,今天的带 90° V 角的 V6 发动机一般设计成均匀的点火间隔。因此,联系着平衡轴这个主题如何平衡 1 阶剩余力矩成为主要问题。图 5.2-40 图示了用于平衡 1 阶惯性力矩的奥迪 V6 TDI 发动机的平衡轴^[186],如前所示,其 V 角为 90° ,连杆错位角为 30° ,后者产生相同的点火间隔,用平衡轴不能完全平衡

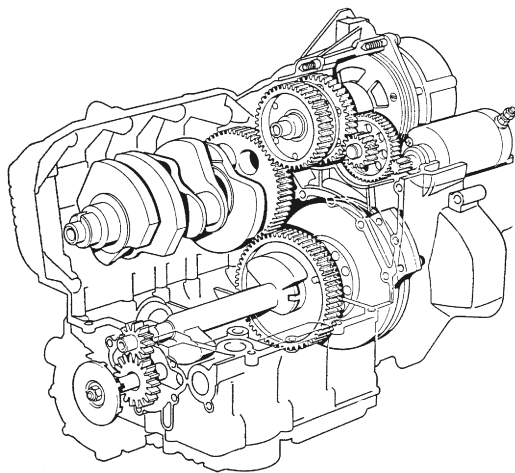


图 5.2-39 用于平衡宝马 K75 摩托车的三缸发动机 1 阶惯性力矩的平衡轴;借助齿轮对驱动的反向旋转并如平衡反向旋转的余力矩矢量(从专业报刊中获取的示意图)

掉。特别是相比 V6 汽油机来说重的多的柴油机活塞会导致人们产生要在最终的相对大的质量矩方面采取附加的平衡措施的考虑。在这种情况下,平衡轴集成在所谓的油底壳上部,也就是说在这种情况下优先采用一个“较深的”位置。它与机油泵一起反向于曲轴通过一个滚子链进行驱动。

在 60° V 角的 V6 发动机上,驱动系内的干扰性振动可能会激励起 2 阶往复惯性力矩,因而建议使用一个以双倍的转速逆向于曲轴旋转的平衡轴来改善舒适性^[187]。在连杆错位角 $\delta = 60^\circ$ 时借助“标准平衡”完全平衡的正向旋转的 1 阶往复惯性力矩为

$$\vec{M}^{(1)} / = \frac{3}{2} (\hat{F}_{mosz}^{(1)} + 2F_{mrot}) a_z \quad (5-259)$$

反向旋转的 2 阶往复惯性力矩为

$$\vec{M}^{(2)} / = \frac{3}{2} \hat{F}_{mosz}^{(2)} a_z \quad (5-260)$$

图 5.2-41 借助福特发动机图示了一个成品示例^[187]。用于平衡 2 阶往复惯性力矩的轴位于曲轴下方的一个壳体内,并通过一个露出的曲轴端上的链条进行驱动。用于遮挡轴的壳体实质上是为了避免逆向于旋转方向的中间齿轮引起的机油发泡。

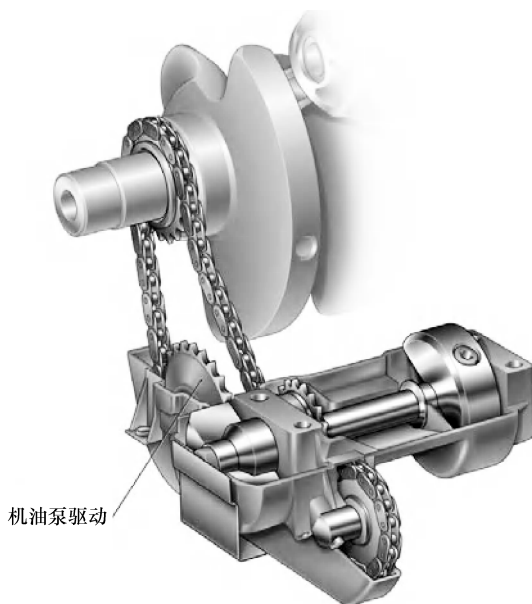


图 5.2-40 集成在油底壳上部的平衡轴用于平衡奥迪 V6 TDI 发动机的 1 阶往复惯性力矩
(90° V 角, 30° 连杆错位角^[186])

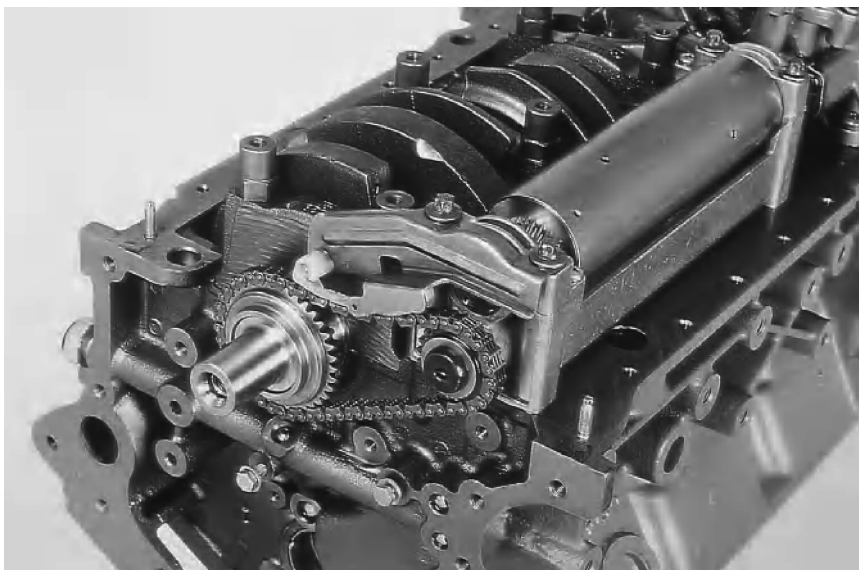


图 5.2-41 将平衡轴安装在一个壳体内并固定在曲轴下方用于平衡 60° V 角的福特 V6 4.0L SOHC 发动机上的 2 阶往复惯性力矩。如果 2 阶往复惯性力矩像图示中的情况那样旋转, 则使用一个平衡轴就足够了。如前所述, 一个振动的往复惯性力矩需要使用两个平衡轴^[187]

5.2.2 发动机振动小结

旋转弹性、弯曲弹性和纵向弹性的曲轴与驱动机构质量一起形成了一个具有振动能力的系统，它通过交变作用力、交变旋转力矩和交变弯曲力矩激励该系统产生扭转振动、弯曲振动和轴向振动。这会导致曲轴及其轴承产生附加的动态负荷。在共振情况下超出允许范围的振动振幅可能会导致疲劳断裂，这可用适当的设计措施来加以避免。此外驱动机构振动有助于激励结构噪声。为了采集所谓的驱动机构振动研发出了专门的计算模型（例如 [188 – 194]）。然而，在实际情况下，所有的振动现象相互之间都有关联。借助现代的计算方法可进行估计（例如 [195, 196]）。关于这一特定主题的说明我们会在本书的后续版本中进行进一步说明。

第6章 发动机噪声

发动机噪声是完全不可预测的，本章首先对这一说法加以强调。尽管如此，仍可以根据以往成功的分类通过经验的方法预测一定精度范围内的部分发动机噪声。另外，还可以根据气缸压力曲线、结构力学措施、进气道和排气消声器系统的变化，相对准确地预测发动机噪声的相对改善或恶化。

在本章中，将对一些基本关系进行简要的介绍，并给出其计算问题的模型。还将介绍部分声学、振动控制和信号分析方面的技术原理。

6.1 涉及发动机噪声和路面噪声的法律法规

在近几十年里，工业化国家的机动车数量在不断地成倍增加，这也使得相关噪声对人们的滋扰日益严重，这一现象在城市中心尤为严重，而立法机关提出的大力降低噪声限值及建立逐步降低限值计划则相对较晚（参见 [J1] 中的示例）。另一方面，不仅是因为法律要求，主要还是因为客户提出明显的高舒适性要求，发动机和车辆的声学特性研究已成为在机动车辆进一步发展中起重要作用的一门学科。法定限值是基于 ISO/R362^[J2] 中所述车辆在加速通过时的最大 A 计权声压级来确定的。

在 20 世纪 80 年代，大功率重型商用车辆在这方面的问题就备受诟病。因此，多年来人们一直都特别关注于直喷式柴油发动机的适当降噪措施（参见 [J3] 中的示例）。此外，在合理的额外费用以及不大幅减小有效载荷的前提下，先前的这些研究项目使得日常使用的“低噪声载货汽车”成为现实，而这也引起了业界的普遍反思（参见 [J4] 中的示例）。与此同时，之前的各种犹疑已经过去了很长时间，尤其是在柴油发动机车辆中，这些复杂的声学措施已经变得不可或缺。值得注意的是，在此背景下，法定噪声限值也随时间在不断发展，这使得第一辆“低噪声载货汽车”所达到的限值在欧盟如今早已普遍适用在重型载货汽车中，详细信息请参阅图 6.1-1。

根据 [J5] 所述，如果在满负荷和额定转速下距离乘用车和商用车发动机 1m 处的声压级 < 95dB (A)，则就能够满足当时（1989）欧盟限值的要求。在实际

中，这个值一般为102dB(A)或者更高。如今已取得了很大的进展(图6.1-2)，除了对发动机采取措施之外，还采取了必不可少的空气以及实体防噪和减噪措施，这些也被人们称为二次降噪措施。其中的主要措施是针对噪声源所采取的。

德国车型检验的噪声排放限值

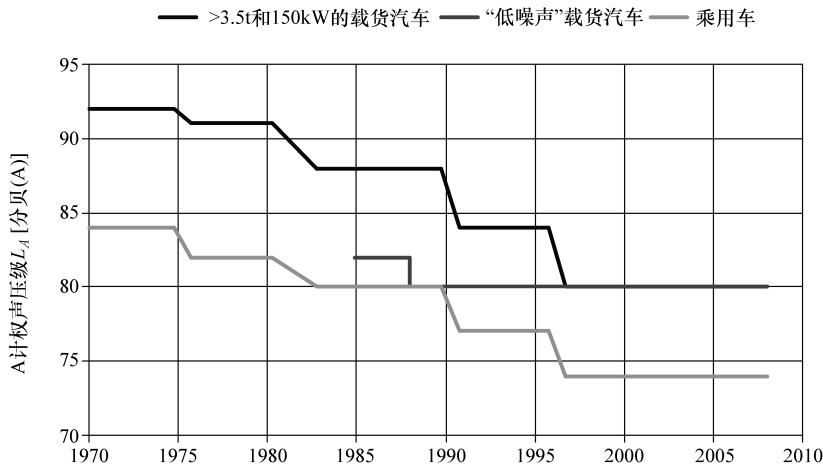


图 6.1-1 德国乘用车及重型载货汽车噪声限值随时间的演变

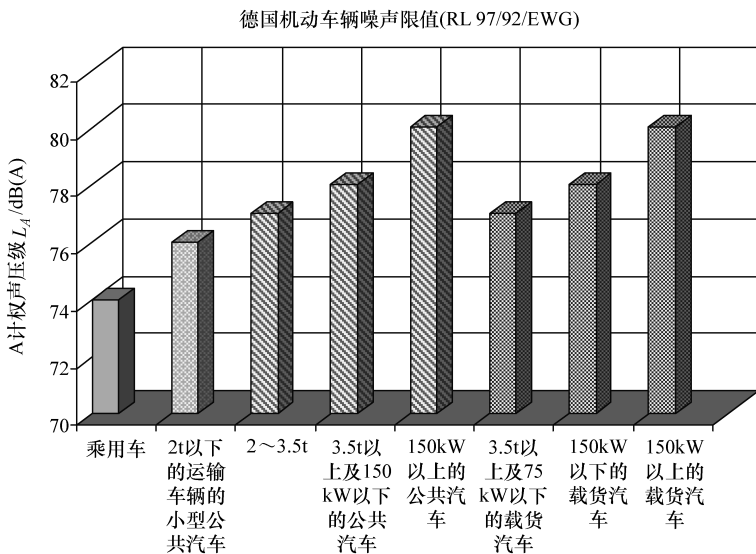


图 6.1-2 自1995年10月起在德国生效的欧盟指令97/92/EWG所规定各种类别车辆噪声限值

从图6.1-3中可以看出，车辆通过时所发出的噪声主要是由以下3部分声源所产生的：

- 发动机噪声

- 排气噪声
- 轮胎噪声

在中低速范围内,尤其是在低速档以及全负荷加速行驶时,主要是发动机噪声占有主导地位。与此相反,在高速档以 60km/h 以上的速度匀速行驶时,轮胎滚动噪声则占有主导地位。但后者会随着轮胎种类、胎面花纹、纵向力、横向力、滑移和车道面层的不同而有相当大的变化。另外天气也是一个重要的影响因素。湿滑路面对轮胎滚动噪声传播速度的影响较低,与此相反,它对声压级的影响明显更高^[J6]。当噪声主要频率大于 1kHz 时,会使人在主观上产生烦躁的感觉。

发动机噪声在不同的燃烧过程、载荷和速度下也有很大的差别。这也反映在排气噪声上,其共振效应会被叠加。与各档的速度相结合可以确定出噪声与不同速度之间的相互关系,这里的速度是指沿行驶阻力曲线的恒定速度。这个陈述同样还可以是指恒定载荷下的测试运行。部分声源相关的速度或载荷依赖性也经常被用作鉴定不同噪声产生机制的特征大小。

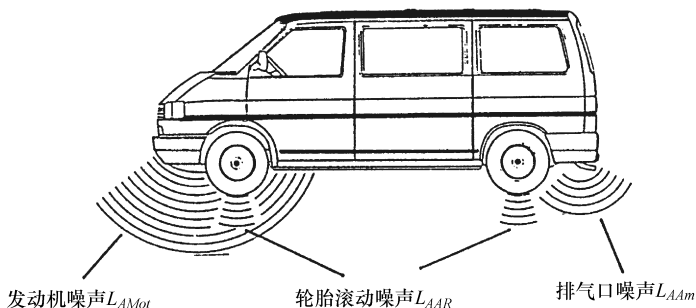


图 6.1-3 产生主要行驶噪音的部分声源 (源自 [J7])

部分声源的强度加在一起就是行驶噪声的总声压级 $L_{A\Sigma}$ 。根据定律,可使用以下公式对声压级进行相加:

$$L_{A\Sigma} = 10 \lg(10^{L_{AMot}/10} + 10^{L_{A-Am}/10} + 10^{L_{AR}/10} + \dots) \quad (6-1)$$

式中, $L_{A\dots}$ 在这里是指 A 计权声压级;附加索引“Mot”“Am”和“R”则分别指的是发动机、排气和轮胎滚动噪声。通过使用适用测量方法 ISO/R362 进行测量后发现,一般情况下是发动机噪声占主导地位,而在摩托车中则是排气口噪声占主导地位(在此粗略的划分下,进气噪声也被算作了发动机噪声)。

6.2 发动机噪声——部分声源和噪声源

各种已系统化的部分声源共同造成了发动机噪声(参见 [J1, J3, J8, J10] 中的示例)。图 6.2-1 显示了事实上与上述声源相匹配的命名,但其中的术语仍没有完全统一。它们一般被区分为:

直接产生的噪声：直接产生的空气噪声（例如：流动噪声）。

间接产生的噪声：固体声的激励和传输、发动机表面的空气噪声辐射。

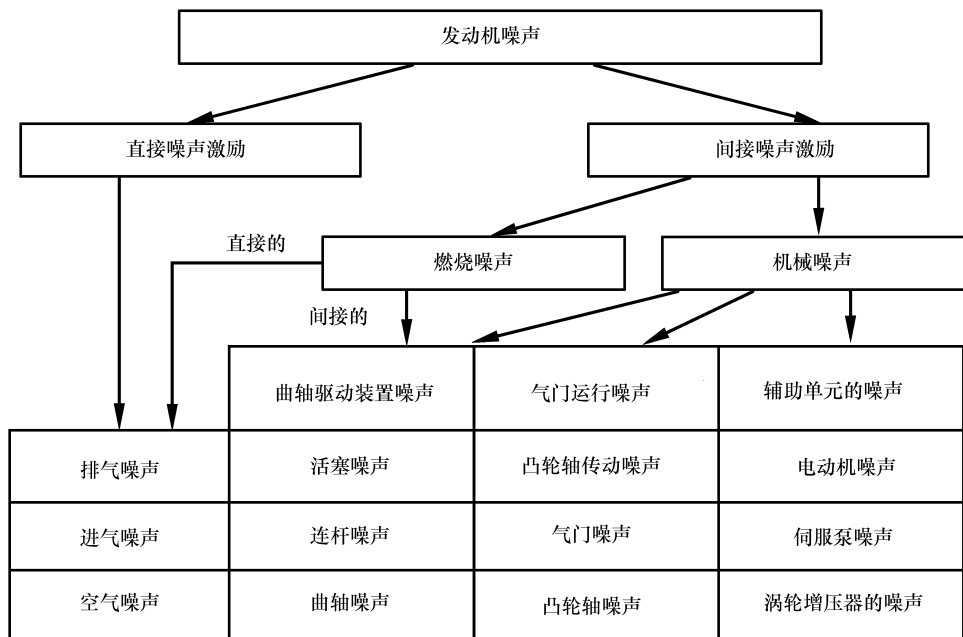


图 6.2-1 发动机噪声的分类——部分声源和噪声源（按照 [J9] 中所述分类）

间接激励噪声是由燃烧噪声和机械噪声组成的。另一方面，燃烧噪声也可以是由直接或者间接激励产生的。

因此，其直接关联也就是所谓的“外部”与“内部”固体声传播途径。

直接燃烧噪声是由燃烧室内压力的急剧上升以及由此产生的压力振动激励燃烧室壁而产生的。结构噪声通过“外部”结构噪声传播途径被传递到发动机表面，即通过气缸和气缸盖（表面振动和燃烧压力频谱之间的良好相关性^[J9]）。辐射噪声主要取决于：

- 气缸压力周期性的频率和振幅→气缸压力频谱
- 发动机缸体结构的传播特性

只有约四分之一的噪声能量是通过“外部”结构噪声传播途径传递的。

而大约四分之三的噪声能量是通过“内部”结构噪声传播途径传递的：

活塞→活塞销→连杆→曲轴→主轴承→气缸曲轴箱（发动机壳体结构）。简而言之，这些被统称为曲轴驱动装置噪声（图 6.2-2）。

根据气体力或惯性力是否在曲轴转角相关性中占主导地位，可以判断出噪声是间接激励燃烧噪声还是特殊类型的机械噪声：力激励（气体力曲线，惯性力曲线）与脉冲激励（间隙相关驱动装置零部件在接触面变化时的冲击过程）的叠加。

在力激励下，加速度曲线是至关重要的，在脉冲激励时，则质量和冲击速度是决定性的因素。

间接燃烧噪声的决定性因素包括：

- 气缸压力的时间曲线
- 点火压力（峰压）

其影响因素包括：

- 燃烧过程
- 载荷/转速
- 行程缸径比

活塞噪声也属于机械噪声的范围。活塞进行次级运动（活塞接触面变换从受压侧到背压侧）或反过来，每个工作循环至少有6次活塞接触面变换；附加的倾斜运动和三级运动（在销轴的轴线方向上或相对于活塞的销轴轴向运动），活塞销还会由于间隙引起的径向运动而产生噪声。但可以通过正确的结构设计和合理的调整（曲柄的直线导向、活塞头的规定间隙、装配间隙和偏心率）使次级运动和三级运动引起

的活塞运动噪声在发动机运行温度下达到主观上可接受的程度。另一方面，在发动机还是冷机的时候，活塞引起的噪声也只是暂时性的滋扰。因此，这种噪声明显具有短时性。越来越多的抱怨使得人们将主要精力放在成功地降低活塞总体噪声水平方面。冲击激励可以通过计算来定性地描述。这里的特征值是所交换的冲击能量（冲击后，移动部件的能量损失）。能量损失较大也就意味着会产生一个强烈的结构噪声激励。

汽油发动机和柴油发动机的噪声在根本上是不同的：

- 汽油发动机→随着转速的增加，负载的依赖性也就越低（惯性力激励为主）
→ 机械噪声占主导地位
- 柴油发动机→对负载的依赖性较强（气体力激励为主）
→ 燃烧噪声占主导地位

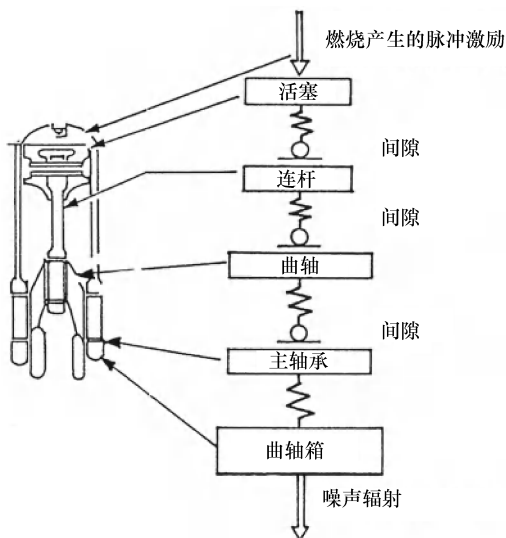


图 6.2-2 “内部”结构噪声传播途径

6.3 间接产生的发动机噪声——产生、传递和辐射

图 6.3-1 示意性地说明了弹性发动机结构是如何产生抗激振力（力频谱）的

与频率相关的阻力的，这个阻力可以使结构噪声得到不同程度的衰减，并在发动机表面上将所传播的结构噪声功率以不同的效率转换为空气噪声。为此需要引入声学 and 振动技术中的整体传递函数概念（此处为：发动机结构）：

$$\underline{H}_{ges}(f) = \underline{p}(f) / \underline{F}(f) \quad (6-2)$$

式中， f 是频率； $\underline{p}(f)$ 为空气噪声频谱； $\underline{F}(f)$ 是激励力的频谱。带下划线的量表示其为复合函数。冲击激励下的力脉冲可以产生一个所谓的密度频谱，它有时也被称为连续频谱，这个频谱可以通过对时间冲击力曲线 $F(t)$ 进行傅里叶变换而获得：

$$\underline{F}(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} F(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (6-3)$$

$j2\pi f = j\omega$ ，它是复合角频率。诸如理想情况下的气体力和惯性力等严格的周期力曲线会产生一个与其相反的线谱，这个线谱可以通过对力曲线进行傅里叶级数展开来得到。而这也通过复合公式来表示：

$$\underline{F}(t) = \sum_{i=-\infty}^{i=+\infty} F(f_i) e^{j2\pi f_i t} \quad (6-4)$$

式中， f_i 是谱线 $F(f_i)$ (i 为各个整数) 的离散频率。谱线之间的距离 $\Delta f = 1/T$ ， T 是力曲线 $F(t)$ 的周期。频谱对称于频率 $f=0$ ，因此是镜像对称的，从而可以使振幅的绝对值增加一倍。

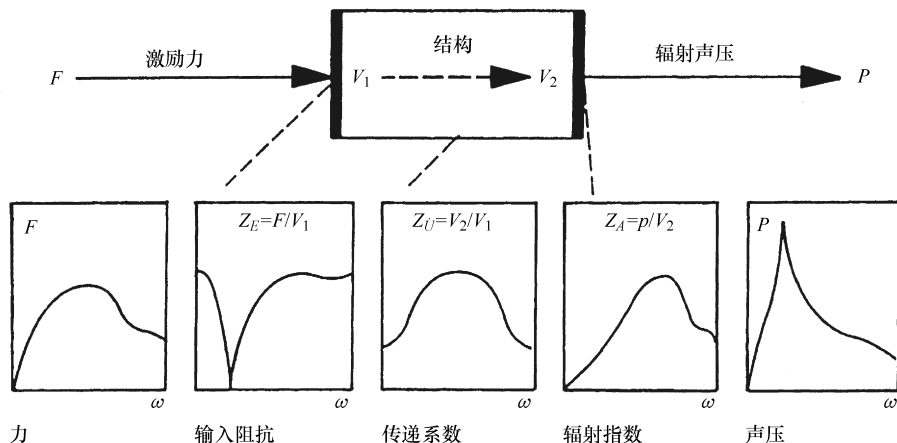


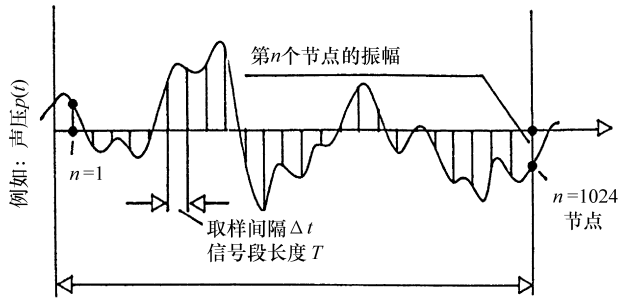
图 6.3-1 发动机噪声的激励（源）、传递路径和辐射声压
(源自 [J11]，其中还引用了 [J12] 中的内容)

在数字信号分析中，“有限傅里叶变换”的实际重要性可与定积分公式 (6-3) 相媲美，这个定积分公式也被称为时窗（请参阅 [J13] 中的示例）。为了能够在随机时间曲线下获得可靠的结果，必须采集足够多的信号段（“数据样本”），并将它们的频谱加以平均（“信号平均法”）。通过所谓的窗函数，可以避免时间曲线的

边界被窗函数切断时所产生的误差（ $\neq 0 \rightarrow$ “信号跳跃”）。窗函数所引起的频谱能量损失可以通过修正加以补偿。在内燃机中，时间窗口可以通过工作循环的周期来“触发”。

表 6.3-1 中总结了数字信号样本中的基本关系（也见 [J13, J14]）。如果时间曲线的节点数量为 2 的 n 次幂（ 2^n ），则可以使用特别省时的 Cooley - Tuckey 算法[J15] 来进行傅里叶变换。这种“快速傅里叶变换”被简称为 FFT，适用于数字频谱分析。

表 6.3-1 数字信号采样的基本原则



1. 样本长度	采样信号段是由诸如 $n = 1024$ 个节点（数据“样本”）组成的
2. 最高频率	待测频率 $f_{\text{待测}}$ 确定的最高取样频率: $f_{\text{取样}} > 2f_{\text{待测}}$ （一般情况下, $f_{\text{取样}} = 2.56f_{\text{待测}}$ ）
3. 采样时间	数据“样本”的长度 T 等于“周期时间”
4. 采样频率	间隔 $\Delta t = T/n$ 为时间信号的两个连续采样幅值之间的时间间隔; 因此, $\Delta T = 1/f_{\text{取样}}$
5. 频率分辨率	“周期时间” T 等于在数字信号分析（DFT/FFT） $\Delta f = 1/T$ 下的谱线间隔
6. 频谱线数 (带数值的例子)	根据定义: $f_{\text{待测}} = f_{\text{取样}}/2.56$ $= 1/2.56\Delta t$ $= n/2.56T$ $= n\Delta f/2.56$ $= (1024/2.56)\Delta f = 400\Delta f$ 在给定的数值下, 频谱是由 400 根谱线构成的（在这种情况下）
7. “截止”频率	不能满足采样条件的高频分量信号会产生所谓的“频谱混叠”效应, 即由频混现象造成的频谱失真（在“截止”频率上的“镜反射” $f_{\text{截止}} = f_{\text{取样}}/2$ ） 因此, 实际采集时可在线路上游连接一个“抗频谱混叠”滤波器（具有相应“截止”频率的低通滤波器）

到此为止，数字信号分析中的这个简短转换过程就结束了。此技术可以应用于基于经验的噪声预测（例如：压力曲线的测量和评估或者传递函数的测量）中。

这是（总）传递函数[⊖]的一种说法。这种说法将由输入阻抗

$$\underline{Z}_E = \frac{\underline{F}(f)}{\underline{v}_1(f)} \quad (6-5)$$

得出的传递系数

$$\underline{Z}_{\dot{U}} = \frac{\underline{v}_2(f)}{\underline{v}_1(f)} \quad (6-6)$$

与“辐射指数”

$$\underline{Z}_A = \frac{\underline{p}(f)}{\underline{v}_2(f)} \quad (6-7)$$

联系在一起。根据公式（6-5）~式（6-7）可以重新得出以下的公式（6-8）：

$$\underline{H}_{ges}(f) = \frac{1}{\underline{Z}_e} \underline{Z}_{\dot{U}} \underline{Z}_A = \frac{\underline{v}_1}{\underline{F}} \frac{\underline{v}_2}{\underline{v}_1} \frac{\underline{p}}{\underline{v}_2} = \frac{\underline{p}}{\underline{F}} \quad (6-8)$$

通过上述过程得到的激励频谱为激励力 $F(t)$ 时间曲线（图 6.3-2）的傅里叶变换。输入阻抗的峰值对应的频率为结构的固有频率（固有频率 $\approx$ 极低阻尼下的谐振频率），即带来了一个很强的激励。结构噪声的传递取决于距离、扩散能量密度的改变（一维、二维或三维扩散）、不连续性的反射和结构噪声能量向热能的转化（结构噪声的隔离）、水平差 $\Delta L_K = 10 \lg (v_2/v_1)^2$ （请参阅 [J16] 中的示例）。辐射指数（辐射度）表示结构噪声在发动机表面上转换成空气声的程度。用它代替距离发动机表面一定距离处与位置相关空气声压的意义在于可以忽略掉辐射声功率（辐射指数 $10 \lg \sigma = 10 \lg P/P_0 - 10 \lg \bar{v}^2/v_0^2 - 10 \lg A/A_0$ ， σ 为辐射度， P 是声功率， $P_0 = 10^{-12} \text{W}$ 为参考声功率， $\bar{v}^2$ 为辐射表面上平均声速的平方， $v_0 = 5 \cdot 10^{-8} \text{m/s}$ 为参考声速， A 为辐射面积， $A_0 = 1 \text{m}^2$ 为参考面积）。

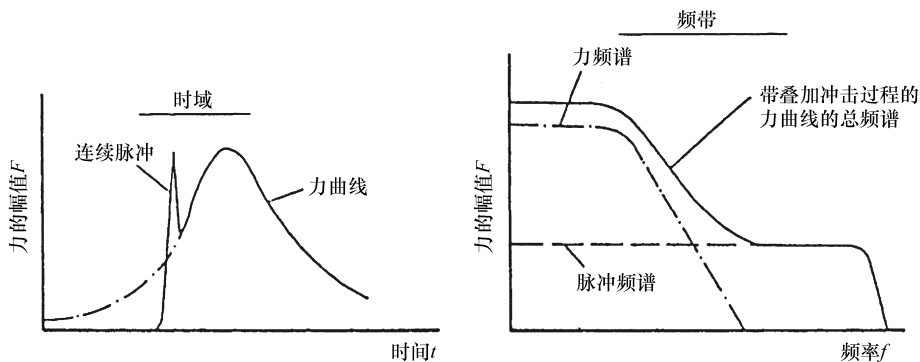


图 6.3-2 带叠加冲击过程的力激励下的频谱（源自 [J9]）

⊖ 并没有明确确定“传递函数”；例如：还可以是 $\frac{\underline{v}_2(f)}{\underline{F}(f)}$ （模态分析）。

根据特征声阻抗 $\underline{Z}_S = \underline{p}/\underline{v}$ 可以将辐射阻抗定义为其实数部分（在文献中还没有统一的术语）。声压 $\underline{p}$ 和声速 $\underline{v} = \underline{v}_2$ 是指发动机表面上的辐射量。

$$\operatorname{Re}(\underline{Z}_S) = \operatorname{Re}(\underline{p}/\underline{v}) = \rho_L c_L \sigma(f) \quad (6-9)$$

式中, ρ_L 为空气密度; c_L 为空气中的声速; $Z_0 = \rho_L c_L$ 为空气的特征声阻抗; $\sigma(f)$ 为频率相关的辐射度。在表面声速 v 已知的情况下, 辐射声功率的功率频谱密度可以按照如下公式, 通过表面声速的平方与其在表面上的平均值加以计算:

$$P(f) = \rho_L c_L \int_A \overline{v^2(f)} \sigma(f) dA \quad (6-10)$$

频带 Δf 中的总辐射声功率可以通过如下积分公式获得:

$$P = \int_{\Delta f} P(f) df \quad (6-11)$$

水冷式多缸发动机的传递函数始终具有相同的定性曲线, 并且在考虑声学相关数量级时, 彼此之间在定量上的差别也不大 [根据 [J17] 所述, 最大不超过 10dB (A)]。根据气缸压力频谱和传递函数, 可以大致估计出发动机的噪声辐射, 图 6.3-3 通过示例显示了具体步骤, 这里使用了基于三分之一倍频频谱的测量和计算形式 (示例源自 [J18], 请参阅 [J17, J19] 中的示例)。

主要措施应在干扰噪声源形成机制, 可以避免激励或提高发送端阻抗 (输入阻抗)。次级措施可以影响传递和辐射, 或阻碍 (抑制/缓冲) 辐射噪声的扩散。在这里, 并不是都使用了术语“次级措施”。因此, 在发动机上所采取的这种声学措施也经常被称为封装措施。在噪声辐射方面, 除了诸如气缸、曲轴箱和气缸盖等传递力的结构之外, 不传递力的结构组件也明显参与了声辐射, 这些组件包括油底壳、气缸盖和其他罩盖、进气和排气歧管以及辅助设备。

在传递力的结构中可以采取改变结构 (通常是加入加强筋) 的措施, 而在非传递力的结构中可以采用去耦措施。这两种措施都可以达到精细调整的效果, 即努力实现真正的水平降低, 而不是只追求大多数情况下非常有用的频移。另外, 还应当特别注意与力结合的连接中阻尼连接和轴承的输入阻抗。传递力的结构会受到力的直接激励, 而不传递力的结构也会受到“基点激励”。两者都可以从最简单的阻尼单质量平衡器的例子中看出。

$$\text{力激励} \quad m \ddot{x} + k\dot{x} + cx = F(t) \quad (6-12)$$

$$\text{基点激励} \quad m \ddot{x} + k\dot{x} + cx = k\dot{y} + cy \quad (6-13)$$

因此, 其动态特性也各不相同 (图 6.3-4)。在这里, 用于降低初级和次级噪声的各种已知措施并不是本书的重点。同样, 本章也不使用大量篇幅来详细介绍这一重要主题的大量文献。在这种情况下, 快速了解其详细内容可参阅 [J1] 中所列的参考文献。例如: [J11] 中已非常详细地介绍了汽油发动机中的改善潜力。在 [J20] 中则详细介绍了当前乘用车柴油发动机的降噪状态。而在 [J3] 中还提

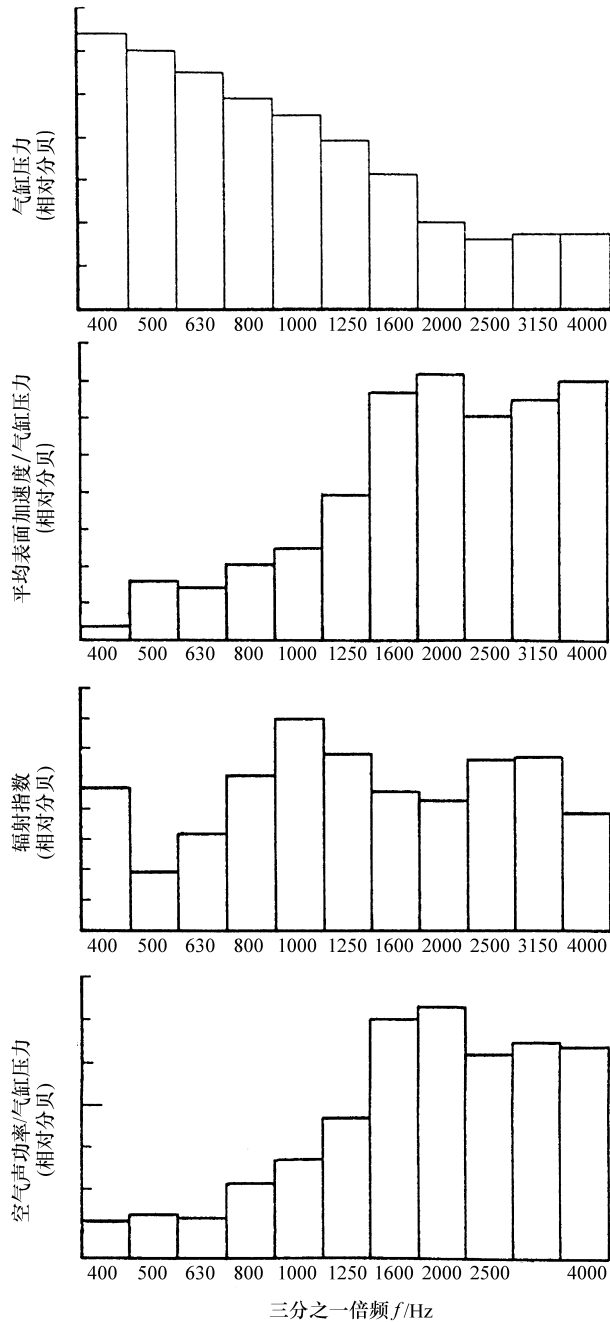


图 6.3-3 商用车柴油发动机三分之一倍频程气缸压力频谱, 发动机表面上产生的加速度水平、辐射指数和整体传递特性 (源自 [J18])

及了商用车直喷柴油发动机在这方面的问题。

[J5] 中介绍了以低噪声货车为代表的成功次级措施（在 [J21] 中对此进行了小结）。除了许多其他在这里没有提到的出版物之外，ATZ、MTZ 和 SAE 关于新进入市场的机动车辆及其发动机的文章也介绍了发动机声学措施。诸如 [J22 - J29] 等具体支持这一论点的参考书目也都只是示范性的。

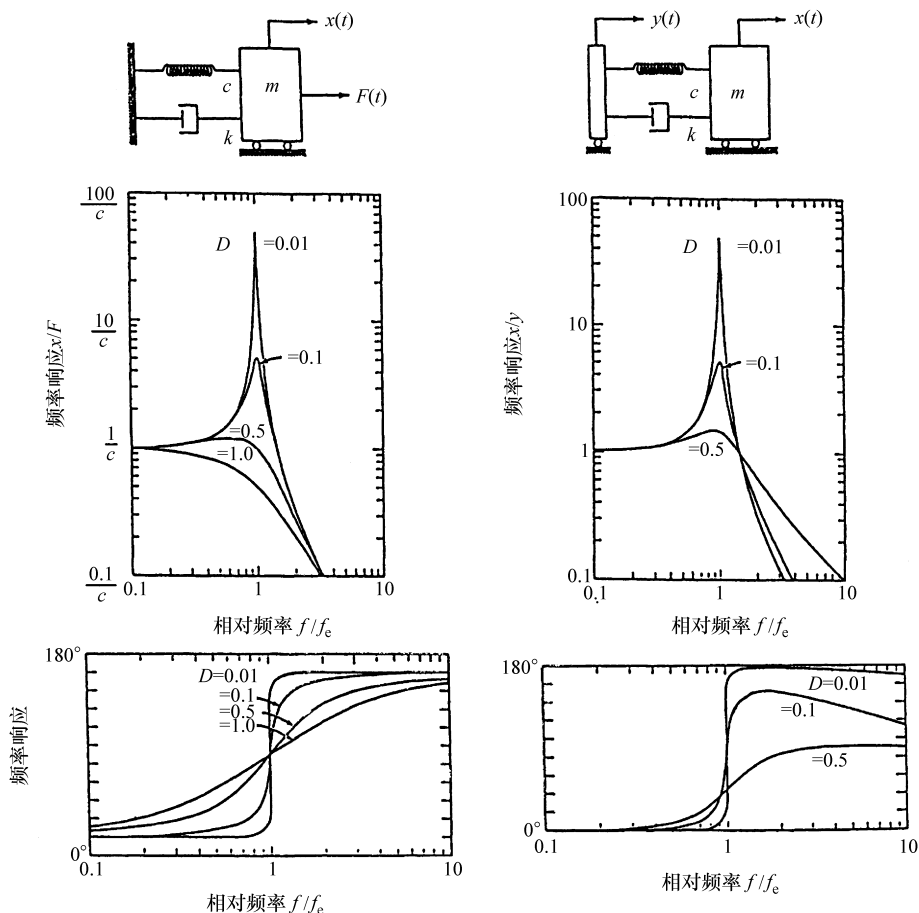


图 6.3-4 在力激励和基点激励下，单质量平衡器的各种动态特性；
图中所示分别为频率响应和相位响应；阻尼 $D = k / (4\pi\eta f_e)$ （源自 [J13]）

6.4 气缸压力曲线及其所产生的气缸压力频谱

激励频谱取决于气缸压力曲线的特征值（图 6.4-1）^[J3]。频率 f 在这里用发动机旋转频率 n 来表示，它决定了

- 点火压力 $p_{Z_{\max}}$ ($0 \leq f \leq \text{约 } 10n$)
- 最大压力升高 $(dp/d\varphi)_{\max}$ ($10n \leq f \leq \text{约 } 40n$)
- 最大压力升高速度 $(d^2p/d\varphi^2)_{\max}$ ($f > \text{约 } 40n$)

在频率非常高的情况下，频谱水平峰值会反映在燃烧室中的共振上，就像它们在爆燃燃烧过程中所发生的那样。

在实际研发过程中，“柔和的”燃烧压力曲线以及由其所生成的声学方面较为有利的燃烧压力曲线（气缸压力曲线），与具有燃料效率和有害物排放最少的燃烧之间存在着目标冲突。汽油和柴油发动机都不同程度地存在着这个问题。然而，由于后者的燃烧压力非常高，因此这个问题就显得更为关键。相对较难的是需要在现代直喷发动机燃烧过程的研究中找到一个折中方案。柔和的增压^[J30]和引入4气门技术^[J31]（在大约相同的点火压力下柔和的放热）为部分商用车柴油发动机提供了当前能够实现的目标方案。这其中包括在燃烧开始时喷入最少的燃料量的优化喷油过程。

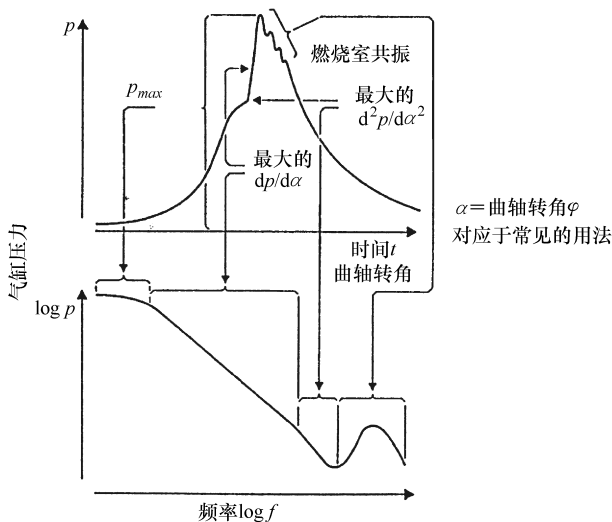


图 6.4-1 气缸压力曲线特征值对气缸压力频谱（激励频谱）的影响（源自 [J3]）

在汽油发动机中，四气门技术使得气缸压力明显增加，并且它与快速燃烧相结合也阻碍了“安静”发动机的进一步发展。因此，驱动装置设计或发动机整体机构、结构力学和点火特性曲线（通常允许后点火的快速燃烧）的重要性也就更为突出。

图 6.4-2 示例性地显示了在使用和不使用涡轮增压的情况下直喷柴油发动机中的燃烧和燃烧过程对气缸压力频谱的影响^[J32]。虽然不是直接的对比，但各种其他信息来源也表明具有类似的气缸压力频谱。正如预期的那样，所显示的带宽上限是由直喷式柴油发动机决定的，而带宽下限则是由单纯压缩未燃烧状态下的汽油发动机决定的，其中，后者在发动机快速燃烧和缓慢燃烧之间是没有区别的。这些是较旧的数据，所以主要用它们来说明定性的差异，而不是指压力水平的绝对高度。

在实际当中，人们主要是努力通过进气流对缸内混合气运动赋予一定的特性（关键词“涡流”和“滚流”）。在汽油发动机中，可以通过“有组织”的流动降低油耗和 HC 排放量（尤其是在部分载荷下），并改善稀薄燃烧下的运行能力。由此来影响发动机噪声的“质量”^[J33]。所形成的强烈“翻滚”流体并不是在任何情况下都是在主观上滋扰人的。在柴油发动机中，这些措施的主要目的是减少颗粒物的排放。

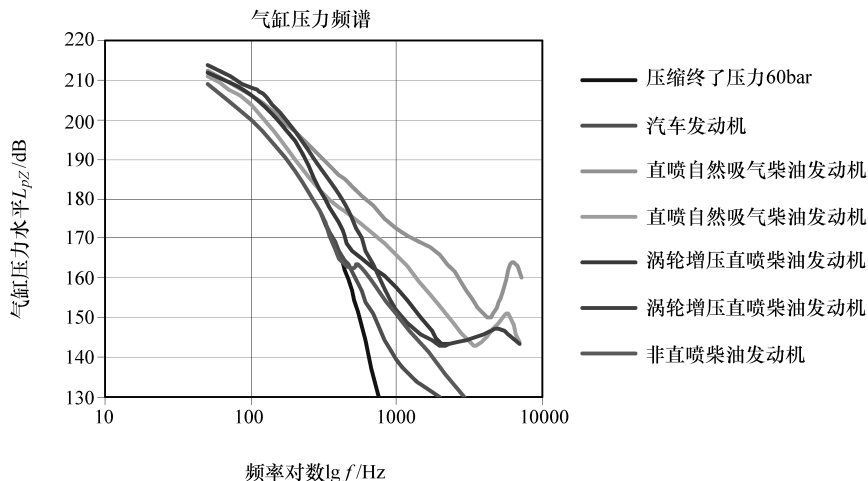


图 6.4-2 燃烧过程对气缸压力频谱的影响（根据 [J32] 所述原理）

6.5 发动机结构声学分析

6.5.1 发动机结构振动特性

如今，在设计阶段就已经开始对发动机结构进行声学方面的预先优化了。固有振动特性、结构噪声的传播特性以及（带有明确限制的）空气噪声辐射特性都可以用动态有限元法计算来进行预测。在原型阶段，实验模态分析^[J34]是实践中用于验证所计算的振动特性的一个成熟手段。发动机结构的关键本征模式（固有振动类型）会出现在从 100Hz 到 3kHz 以上的中高频率区域内，而在此模式下会辐射出三分之二以上的总噪声功率。在此频率范围内的噪声频谱主要是由曲轴箱的设计所决定的，从约 2500Hz 起，噪声频谱则是由缸体决定的。在低频区域内，通过发动机传递到底盘且未被平衡的惯性力则最为重要。气缸曲轴箱（在下文中将根据口语习惯采用术语“发动机缸体”）的振动特性会受到诸如气缸盖、油底壳和变速器等附加部件的影响，其中，直列发动机和 V 形发动机之间存在着明显的差异。

在多缸发动机中，扭曲是在最低频率下的固有振动类型。在更高的频率下，会出现弯曲自振形式，并最终出现如在“裙板振动”中那样的振动形式（“裙板”：

[下垂的] 发动机缸体的侧壁)。这从图 6.5-1 中可以明显看出, 此外, 图 6.5-1 还给出了测量与计算所得固有频率之间的对比^[J35]。

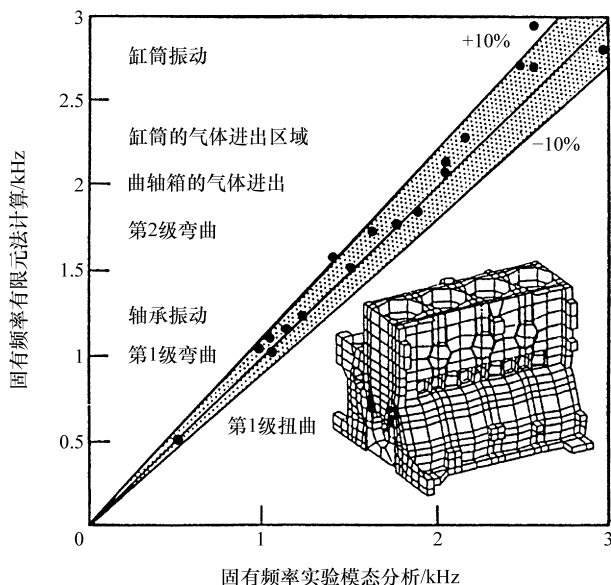


图 6.5-1 通过有限元法计算和实验模态分析测量所得气缸曲轴箱固有频率的对比
(FEM 模型是由 1700 个壳单元和 500 个实体单元以及 14000 个自由度组成的) (源自 [J35])

在直列发动机中有明显裙板振动的位置上, V 形发动机会出现两个缸体底座之间的相互振动。图 6.5-2 按照 [J34] 中所述的三个示例显示了这一现象和附加部件引起的频移 (2.0L 直列 4 缸柴油发动机乘用车, 3.3 L V 形 6 缸柴油发动机和 11.0L 商用车直列 6 缸柴油发动机)。

附加部件的影响应限制在以下的一般结论以内 (请参阅 [J34, J35] 中的示例):

- 相对于直列发动机, V 形发动机中气缸盖装配会引起很大的固有频率下降。连接点的阻尼会对传递函数产生大约 10dB (A) 的影响。

- 相对于刚性铸造油底壳, 钣金油底壳在第一次近似计算时可以忽略不计。这一说法是针对发动机缸体自激振荡特性和传播特性的影响, 而不是针对由油底壳辐射出的噪声! 但是, 仍会出现非水平确定的发动机缸体固有频率。连接点可以降低水平峰值。

- 驱动装置 (曲柄机构) 的安装可使模态阻尼明显增加 [在传递函数方面约为 10dB (A)], 但仅可使固有频率产生稍微偏移。

应该在计算建模中对此加以相应的考虑。但第一种说法对于“纯”发动机缸体来说是可靠的。

主轴承中的油膜及其非线性传播特性也是非常重要的“模块”。驱动装置部件的质量作用也必须在一个更为复杂的模型中实现。但在创建模型时, 必须始终要考

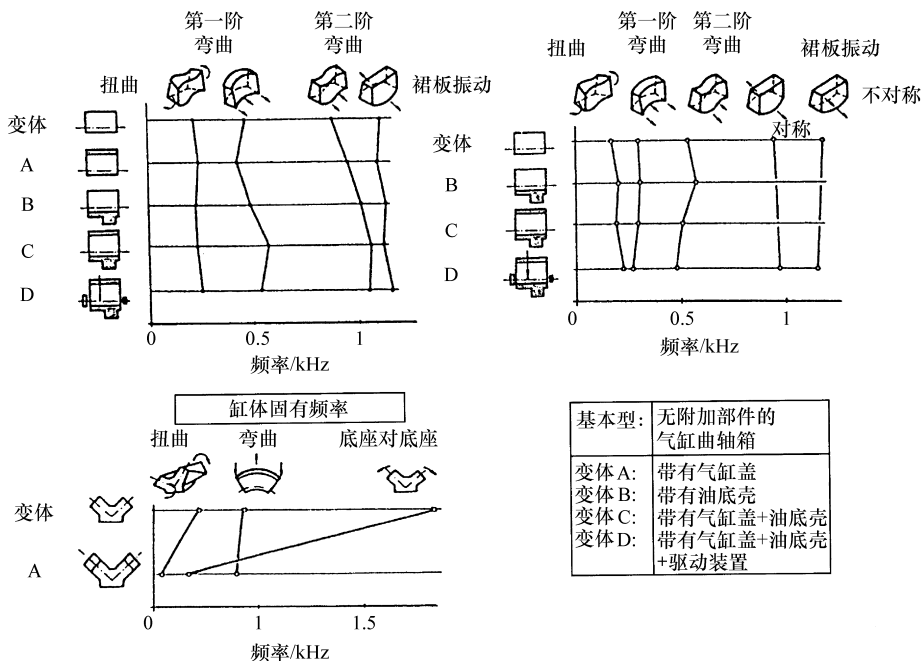


图 6.5-2 附加部件和构件对发动机缸体固有频率的影响 (初始状态, A: 带有缸盖; B: 带有油底壳; C: 带有气缸盖和油底壳; D: 和 C 一样, 并且还带有静态模拟体力载荷下的驱动装置); 2.0L 直列 4 缸柴油发动机乘用车 (左上), 11.0L 直列 6 缸商用车柴油发动机 (右上) 和 3.3L V 形 6 缸商用车柴油发动机 (下部中间) (源自 [J34])

虑到成本效益性价比。

6.5.2 发动机缸体结构对降噪的影响

强化是降低噪声所用的一般措施, 只有在极其罕见的情况下, 才会因此而降低刚度。强化可以在由激励产生振动的位置增加机械阻力 (输入阻抗), 而这毫无疑问地被认为是具有积极作用的。而表面上辐射空气噪声的地方, 通常会出现两种相对的效应, 这可以通过弯曲波在板上传播的简单示例来加以说明。在这里, 板可以代表组成发动机缸体侧壁的基本元素。在一个无限延伸且无阻尼的板上, 通过弯曲波可以使声音以一定的角度辐射到表面的法线上 (请参阅 [J36] 中的示例):

$$\sin \theta = \lambda_L / \lambda_B \quad (6-14)$$

因此, 声波辐射必须在弯曲波波长 $\lambda_{\text{弯曲波}} (\lambda_B) > \lambda_{\text{空气声波}} (\lambda_L)$ 的条件下才能进行即大于空气声波波长 (边界条件下: 在“擦过的”声辐射下, $\theta = 90^\circ$)。声辐射的极限频率与弯曲波波长相互之间存在着以下关系:

$$\lambda_B = \lambda_L \sqrt{\frac{f}{f_g}} \quad (6-15)$$

公式 (6-15) 反映了介质的扩散特性以及弯曲波的传播 [扩散: 频率相关的声速 (传播速度); 刚性板相对于空气就是一个扩散介质]。因此, 在此前提条件下, 只有频率 $f > f_g$ 的空气声才能被板扩散。高于截止频率的辐射度为 $\sigma = 1$ 。截止频率以下主要为“流体动力学上的短路”, 即 $\sigma = 0$ 。当 $f = f_g$ 时, 理论上 $\sigma \rightarrow \infty$ (图 6.5-3)。因此, 噪声的相关频率范围应明显低于或高于截止频率。但在实践中, 类似于板的结构很少, 具体到发动机缸体, 其上会有弱阻尼。这对截止频率以上的声辐射效率没有影响, 但截止频率以下的辐射度 $\sigma > 0$ 。

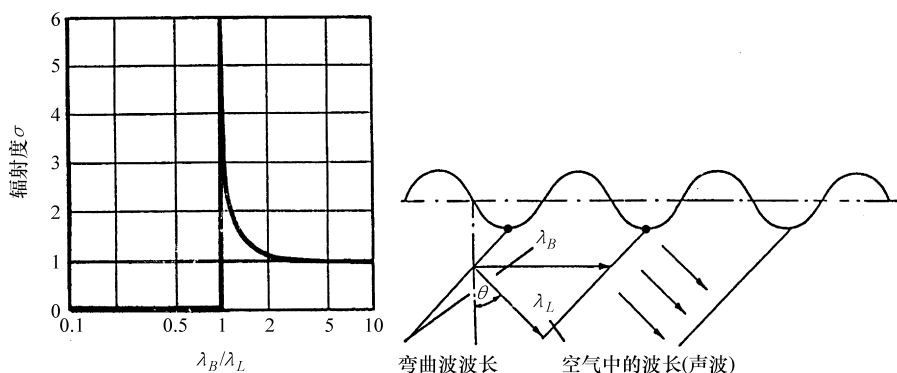


图 6.5-3 在无限延伸且无阻尼板的理论条件下, 弯曲波传播和辐射度 σ 下板的声辐射原理 (源自 [J36])

这里的原因有三:

- 在板的边缘, 弯曲波被反射
→ 驻波/固有振动类型。
- 在板的边缘上无流体动力学上的短路
→ 那里会发生声波辐射。
- 由于激励和阻尼不同, 振幅的分布也不均匀
→ 防止相互之间完全抵消 (“近场效应”)。

这样, 辐射度 σ 就有图 6.5-4 中所示的曲线。为预测所做的假设纯属是范例性质的。

板的截止频率取决于单位面积上的质量 m'' , 单位横截面宽度的抗弯刚度 $B' = EI'$ 和空气中的声速 c_L :

$$f_g = \frac{c_L^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m''}{B'}} = \frac{c_L^2}{2\pi h} \sqrt{\frac{12\rho(1-\mu^2)}{E}} \quad (6-16)$$

式中, h 为板厚; ρ 为其密度; E 为弹性模量; μ 为板材料的泊松比。

由于声学原因, 最好选用较高的截止频率 (将有效声辐射转移到尽可能高的频率上, 即尽可能在主激励频带以上)。反过来, 这也意味着最好采用一个抗弯刚

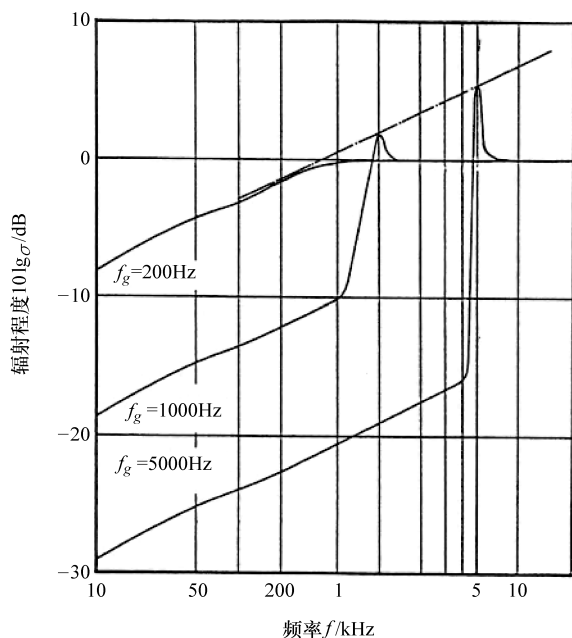


图 6.5-4 为有限尺寸弱阻尼板估计的辐射度 σ （四面铰接和点激励），被用于演示其与截止频率之间的关系：假定正方形面积为 1m^2 （根据 [J36, J40] 中所述）

度极低的“重”材料（质量密度）。

由于功能的要求，一般的发动机缸体为一个刚性结构的壳体。此外，与理论研究中所选取的板相比，其结构也非常复杂。而且相对于示例中简单的板，激励也非点状的，有时还会是间接激励（结构声传播）。在所有情况下，其截止频率都相对较低。只有在与所谓的“骨架结构”相结合时，上述通过易弯曲表面设计的降噪才可能实现，其中还必须有效地利用空气噪声对力传递结构的结构噪声的隔声（“骨架发动机，”参见 [J37] 中的示例）。许多这种类型的结构实现起来都很困难，也需要很高的成本，因此这种解决方案最初大都用于“研究用发动机”领域。

在传统的缸体结构中还必须采用其他方式来降噪。而这种方法就是前面已提及的结构强化（这也许有些令人惊讶）。这种方法将影响整体结构，而不仅仅是其表面结构。以下的考虑会有利于实现这一目标：低于截止频率也就意味着增大辐射度的倍率（参见图 6.5-4），并因此而使声学效果恶化。高于截止频率时，因为其在刚性发动机缸体的重要频率范围之内，辐射度也较大，但可粗略地近似为一个恒定值（ $\sigma \approx 1$ ）。强化措施可以在整体上降低振幅并增加固有频率。而正如上面已经指出的，后者仅在部分区域会有极低的激励。

关键的辐射声功率为以下两个参数 $v^2(f)\sigma(f)$ 的乘积，所以从这一点上来看，强化具有降低噪声的效果。这也是速度激励和力激励之间的区别。如果想要在此背

景下在简单的板上（在这里，激励下的带宽尺寸是有限的^[J36]）再次进行力激励，则声速平方的平均值会随着相关刚度 B' 和单位面积上的质量 m'' 的增加而减小。

$$\overline{\nu^2} \sim \frac{1}{m'' \sqrt{m'' B'}} \quad (6-17)$$

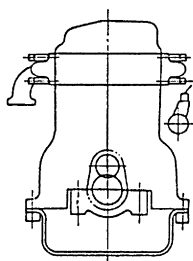
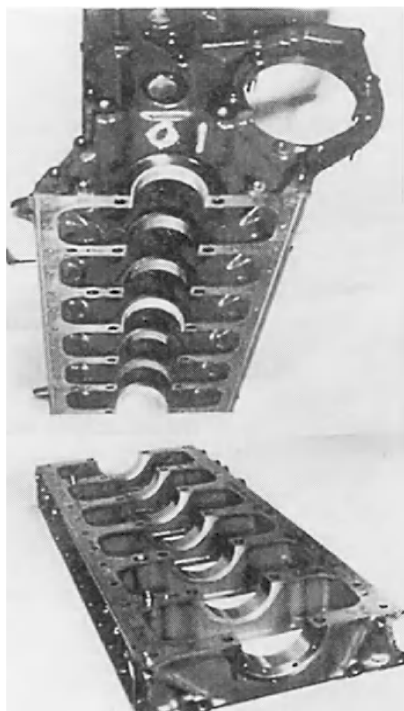
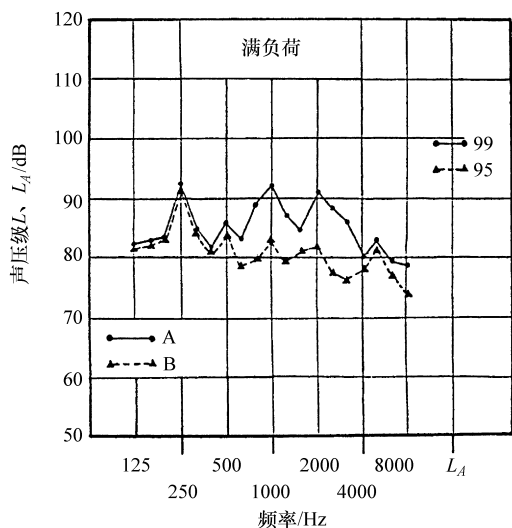
材料特征值弹性模量和密度也就随着弯曲刚度和质量再次成为关注的焦点。这也促使了对不同材料发动机缸体进行声学对比。这在第 4.5.3.2 节中有详细描述。系统研究表明，尽管（或恰恰因为）强化以及由此在一定程度上有利于减小振幅的声辐射，从而降低了总噪声（参见 [J18] 中的示例）。

最重要的是曲轴主轴承（气缸上支承主轴承的间壁）在曲轴箱侧壁（裙板）上的连接（参见 [J1, J18, J38] 以及其他类似参考文献中的示例）。结构噪声通过这一途径到达强烈辐射的侧壁上。在这里，也可以从成本角度找到结构方面的正确方法，即最重要的是控制间接的燃烧噪声（“内部”结构噪声传播途径）。最初的试探性解决方案是在发动机缸体和油底壳之间设计一个法兰型垫板（它也被称为“眼镜”或“梯形框架”）。此外，由于研究已证明，主轴承盖的连接需要在接下来的步骤中将主轴承盖集成在梯形框架上。根据 [J27] 所述原理，由此可降低由曲轴弯曲共振而引起的壳体共振振幅。因为带轴承连接的垫板除了可以强化发动机缸体下部以外 [即从油底壳法兰到水套边缘（在带有较深水套的结构中，否则的话，为曲轴箱上端）] 部分，还能够强化曲轴轴承和集成的主轴承盖，而这会使轴承的变形变得极小（参见第 4.5.1.1 节）。起初这只是在板实验的解决方案的基础上进一步发展成一个壳体零件（铸件），其中发动机缸体是由上半部分和下半部分 [其中也包括中间部分在内，其英文为“bedplate（底板）”，在美国有时也将其称为“girdle（环带）”] 组成的。[J23] 中的示例说明了通过有限元优化后的这一措施是如何对空气噪声产生积极作用的（图 6.5-5）。

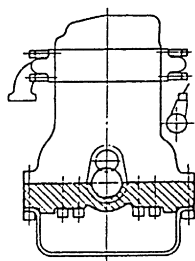
这类强化主要是提高固有频率。在通常情况下，通过固有频率的偏移可以使较大传递函数值的强激励具有极小的频率重叠范围^[J39]。另外，通常只有很少的固有频率在令人感兴趣的频带中。在此需要一再强调这一背景条件。此外还应该特别注意的是，一方面，虽然连接可以在很大程度上抑制所谓裙部振动，另一方面，它还利于“内部”结构噪声的传播。裙部振动和主轴承壁振动的解耦则意味着与此相反，即在特定条件下可以通过切口高度达到水套边缘的横向切割使轴承座的约束解开（当同时达到曲轴箱上端时），从而在声学的角度上达到特定的相反效果。刚度较低的轴承座和裙部有强烈振动的倾向。在这种情况下，折中方案就是解开与框架相连接的刚性轴承座，但框架仍然可以明显强化油底壳法兰^[J41]。

根据 [J36] 所述（相对于 [J40]），为了达到使辐射度变得极小的目的，应当将板的 U/A （周长/面积）比保持在较小的水平上。然而这仅适用于低于截止频率的情况。在实践中，这样做则意味着需要牺牲掉常用的加强筋和肋板，而这些在

发动机缸体的加固中起着很重要的作用^①。而且，这也表示高于截止频率在逻辑上对发动机缸体的声辐射具有约束力。例如：现代铝发动机因此而设计有大量的加强筋。



裙板结构中的
气缸曲轴箱
(初始状态(A))



带有中间部分的
两件式气缸曲轴箱
(优化后的状态(B))

图 6.5-5 不带和带轴承连接垫板商用车柴油发动机噪声的频谱和空气噪声总水平（满负荷， $n = 2400 \text{ r/min}$ ）（源自 [J23]；未给出与传声器的距离）

① 肋和加强筋主要增大了“有效”周长，其次才是面积。

与此相反,降低刚度则会对基点激励附件的解耦及其类似的产生更大的影响。其共振(油底壳、变速器盖及其类似的部件^[J4])会因此而转移到更低的频率上,并因此而具有一个较小的辐射度。然而,铝铸油底壳则常用于加固发动机缸体。哪些调整有用,需要根据具体情况的现有条件加以衡量。

6.5.3 曲轴、轴承、润滑油膜结构噪声传递路径研究

“内部”结构噪声传递路径(参见第6.2节中的图6.2-2)表明:结构噪声是通过传动装置传递到缸体结构上的,并且在其表面辐射为空气噪声。曲轴的动态特性、轴承的质量和润滑膜的非线性特性在传播中起着决定性的作用。在燃烧过程中,曲轴的弯曲振动会在径向、轴向上对轴承座施加激励。在整个传递路径中,曲轴主轴承的噪声激励在传播链中起着决定性的作用^[J42, J43]。频率范围为2500~3000Hz。当曲轴、主轴承(特别是轴承盖)和外壳壁的固有频率相同时,“穿透性”(阻抗的倒数,即轴承座区域壳体振动能量传导的机械阻力)最大^[J44]。因此,只有遵循这些设计规则时,提高刚度的措施才会取得决定性的成功。实践证明,建模时将曲轴包含在内是非常重要的。

如果需要对传递特性进行数学分析,则必须额外地将诸如曲轴和主轴承的润滑膜等主要部件在发动机缸体有限元结构中进行建模,并且将它们集成到整体模型中。曲轴通常被简化为一个质量梁模型,然后在此模型上展开讨论。如气缸盖或油底壳等附件在相关情况下也会对发动机缸体的动态特性产生较大影响,也要加以考虑。模型中假定油底壳或正时罩盖(扬声器膜效应)这些主要的声辐射部件是受所附声学措施控制的,以便能够对非主要声辐射部件加以研究。

此步骤可以参考[J44]中所给出的示例。图6.5-6显示了发动机缸体简略模型,包含带驱动结构简略模型。燃烧引起的结构噪声激励发生在上止点周围,曲轴转角大约为60°的位置。这就使得我们可以假定,在此曲轴转角范围内,曲轴的刚性、惯性和润滑油膜的刚度大致是恒定的。但在多缸发动机中,相邻气缸中的点火时间不适用这一假设。所以,至少单个主轴承润滑油膜的刚度在模型中必须是个变量^[J44]。

各燃烧室中的压力曲线都是短期高瞬态的。缸体上的结构噪声脉冲是其引起的。这仅仅是一个短时间段的观察结果。因此,建模时必须包含不转动的曲轴。通过计算可以得出壳体任意点上激励气体力的频谱和固体声速度之间的传递特性。通常情况下,它是通过传播流动性(即传递函数的倒数)来表示的。

曲轴动力的实际计算包括非线性轴承边界条件下的转动曲轴和驱动装置随时间变化的气体力和惯性力所产生的激励。将主轴承表示为非线性润滑膜特性下兼顾弹性轴承和轴承座结构(基于预先进行的有限元计算)的流体动力学元件。预先给定的轴承座特性及其作用在轴承上的反作用力影响着曲轴的振动特性(例如:还包括轴承座的阻尼)。此外,三维可旋转曲轴模型还允许将纵向振动、弯曲振动和

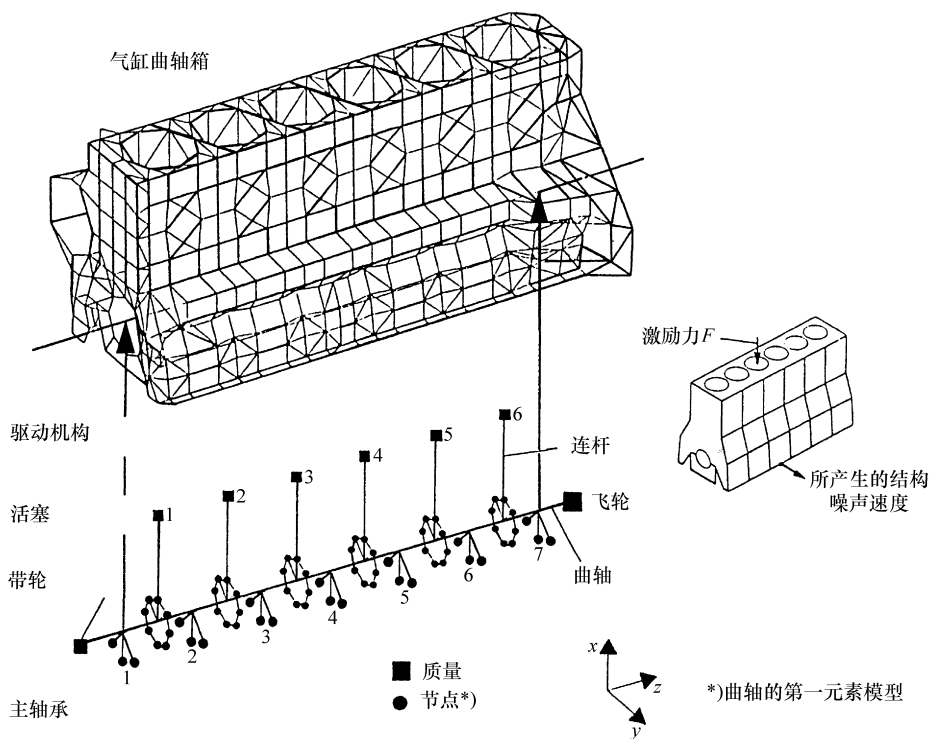


图 6.5-6 带有驱动结构大体模型的发动机缸体有限元粗略模型，
用以研究曲轴固有动力对结构噪声传递的影响（源自 [J44]）

扭转振动结合在一起。这样的计算结果可以包括诸如振幅的一阶导数和二阶导数（振动速度和加速度）、剪切力和剪切力矩、主轴承轴颈的轴承力和位移轨迹（受弯曲振动的强烈影响）以及曲轴空间弯曲（弯曲线）的瞬间位置。如果要进一步深入了解这一课题，请参阅 [J45] 中的示例。

如前所述，曲轴结构进行简化。从图 6.5-7 中可以看出，在质量梁-元素离散的意义下，从 CAD/三维几何尺寸中得出的有限元网格可以被抽象为宏观元素。

这种计算获得的信息可以通过多种方法加以应用。在这里，首先要提到的是弹性流体动力学轴承的计算，然后通过它建立更为实际的支撑反力、轴承变形和润滑油膜厚度。其次，它们还可以帮助优化曲轴的结构，预防曲轴被支撑在具有较大轴向挠度或显著倾斜的位置。它们还可以预先检查振动是否能够传入气门传动装置或飞轮摆动中。类似地，还能够用于推断轴承座的轴向激励。

主轴承的刚度取决于力作用的方向。特别是润滑膜的刚度可以随着曲轴转角的变化而改变。因此，润滑膜被看作是传播链中的非线性元件，在这里将对润滑膜加以详细研究。图 6.5-8 显示了一个主轴承模型，它带有非线性润滑膜中偏心支承的

润滑膜刚度可以由此而改变壳体结构的本征模式。润滑膜的硬化会导致向更高频率的频移,这也改变了传递特性。由于润滑膜的刚度是可变的,因此传递特性在一个工作循环中也是一个变量^[J46]。在输入信号的调制后,在输出信号中如图 6.5-9 所示,以附加边带的形式出现。

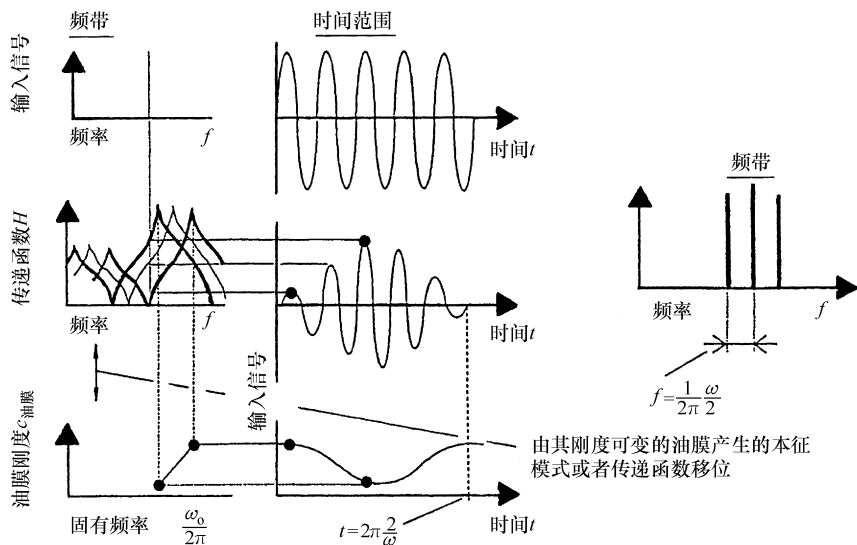


图 6.5-9 在润滑膜刚度为曲轴转角所决定的变量时,通过传递函数产生的边带 (根据 [J46] 所述)

通过传递函数 H 对润滑膜 (油膜) 的可变刚度 $c_{\text{油膜}}$ (c_{OF}) 加以考虑。 H 被定义为润滑膜厚度的变化量 Δx 与主轴承力的变化量 ΔF 之比:

$$H = \frac{\Delta x}{\Delta F} = \frac{1}{c_{\text{OF}}(\varphi)} \quad (6-18)$$

这里假定激励是由谐波力

$$F_E = F_{E0} \sin \omega_0 t \quad (6-19)$$

引起的,即,它是频率 $f = \omega_0/2\pi$ 下固有振动类型的激励。此外,它还进行了明显地简化,从而可以通过下列函数 (取决于曲轴转角 $\varphi = \omega t$) 获得随润滑膜刚度改变的传递函数 H 变量:

$$H = H_0 \left(1 + \frac{\Delta H}{H_0} \cos \frac{\omega t}{2} \right) \quad (6-20)$$

式中, ΔH 是传递函数 H 振幅 H_0 中随润滑膜刚度改变的部分;这里的 $\omega/2$ 是相应于工作循环的周期数。在四冲程发动机中,润滑膜的最小厚度可以在上止点周围所有 720° 内调整。可以通过激励力 F_E 和传递函数 H 计算出输出振幅 x_A :

$$x_A = F_E H = F_{E0} \sin \omega_0 t H_0 \left(1 + \frac{\Delta H}{H_0} \cos \frac{\omega t}{2} \right) \quad (6-21)$$

通过下面给出的缩写能够进行以下三角变换：

$$\sin\alpha(1 + \gamma\cos\beta) = \sin\alpha + \gamma\sin\alpha\cos\beta; \sin\alpha\cos\beta = \frac{1}{2}[\sin(\alpha - \beta) + \sin(\alpha + \beta)]$$

代入 $\alpha = \omega_0 t$, $\beta = \omega t/2$ 和 $\gamma = \Delta H/H_0$, 其最后结果为

$$x_A = F_{E0} H_0 \left(\sin\omega_0 t + \frac{\Delta H}{2H_0} \left[\sin\left(\omega_0 - \frac{\omega}{2}\right)t + \sin\left(\omega_0 + \frac{\omega}{2}\right)t \right] \right) \quad (6-22)$$

除了角频率为 ω_0 时的输出振幅之外, 由于润滑膜刚度的可变性还会出现边带为 0.5 阶的谐波, 是影响舒适性和声音品质的关键因素。不仅是润滑膜的非线性特性可以产生边带现象, 曲轴及曲轴主轴承或多或少的非旋转对称弯曲刚度也会产生边带现象。后者(曲轴主轴承)在刚开始的部分已经被提及(注意: 这里研究的是带飞轮的曲轴的谐振特性^[J47])。曲轴特别低的刚性和较大的热间隙对很烦人的“曲轴隆隆声”有决定性的影响。

6.5.4 发动机结构的空气噪声计算

6.5.4.1 计算流程

表面结构的空气噪声辐射计算是一项非常困难的任务。首先, 需要证明所有辐射噪声的部分表面都与点源无关。其次, 还必须考虑到振动体本身上的反射和衍射^[J48]。然而, 简化计算的方法就完全能够满足对比预测的要求^[J49]。

图 6.5-10 清晰地给出了计算基本过程的概览^[J50]。第一步是用有限元法的结构模型进行计算性模态分析, 然后将其结果作为固有频率/本征向量和模态质量, 通过这些量可以创建“模态模型”。此模型是由离散的质量以及彼此相关联的刚度和节点的运动关系组成的。自由度数等于所观察(有限)频率范围内的模数。在此条件和有限的自由度数下, 可以使“模态模型”的处理明显更为容易。当“模态模型”以离散光谱或“正弦扫描”形式表示激励力时, 就可以计算出具有相关节点速度的强迫振动, 特别是表面相关的部分。由此还可以得到节点的传递函数。复杂振动结构的“模态模型”可被视为一个简单而明确的说明。在这里, 它是一个在各个本征模式固有频率振动的单质量平衡器的简化替代系统, 而简化是通过对所主坐标的转换来完成的。其中, 单质量平衡器被解耦。附录 VI 中对“模态模型”的基本特征进行了详细说明。

可以引入一个额外的表面模型来计算辐射声功率。在这里, 它是一个纯粹的壳模型, 此模型可以使用有限元结构模型的外轮廓。此时, 将周围的空气声场忽略, 因此可以近似地将辐射度值看作 $\sigma = 1$ 。

6.5.4.2 辐射声功率的计算

在激励已知的情况下 [图 6.5-11 中箭头所示气体力下的激励载荷情况(这里的气缸压力频谱不再是离散的线频谱, 而是密度频谱)^[J49]], 可以使用有限元法计算出表面上各个节点(面单元)的速度, 并由此确定出其法向元素(垂直于面单

元)。所得出的结果为局部的均方根 [参见公式 (6-10)]，其中也包括了多个部分表面。

由此也可以得出结论，即发动机表面振动是瞬时，它主要反映在主轴承的激励力上^[J51]。两次点火之间的结构噪声衰减得很快。每个气缸中的燃烧可以被视为单独的激励。通过能量确定能够得出结论。

只能使用振动分析中已知的固有频率作为激励频率。在线性研究的意义上，可以由单个模态自由度的响应合成结构响应。在白噪声激励下，模态自由度速度的响应频谱就等于单质量平衡器的振动速度。

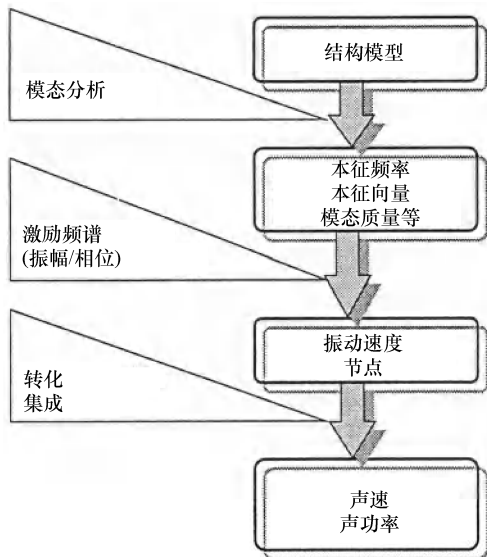


图 6.5-10 计算振动发动机结构声辐射的基本过程 (源自 [J50])

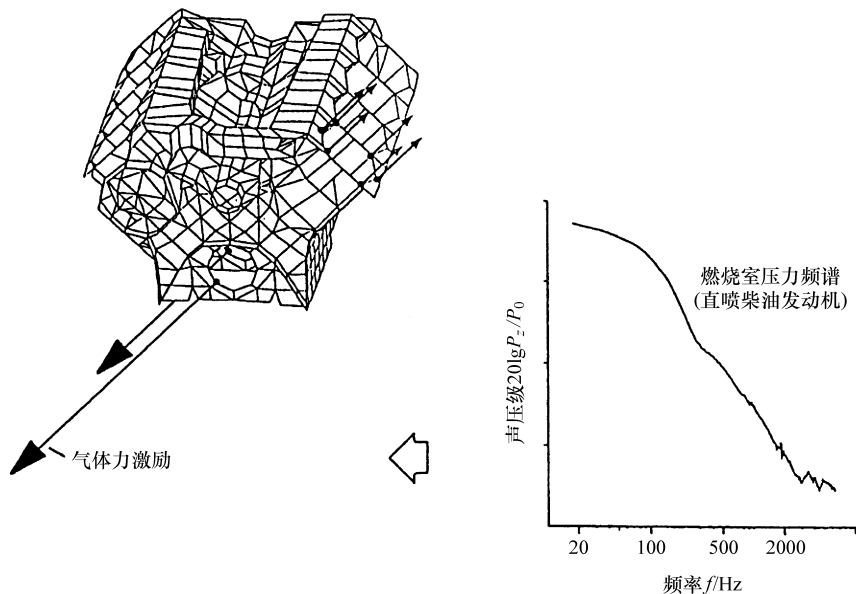


图 6.5-11 V8 发动机缸体承受气缸的气体力纵向激励 (有限元模型) (源自 [J49])

在发动机缸体固有频率周围较窄的区域中可以忽略气缸压力频谱中较高频率的下降。此时激励频谱功率密度可以被认为大致恒定的。频域中进行的计算^[J49]可以看作是发动机表面的响应，其中的值，例如频谱功率密度的峰值 $\overline{v^2}(f_i)$ 与固有频

率 f_i 和“模态”阻尼 D_i 一起就足以确定模态自由度声速的响应频谱:

$$\overline{v^2(f)} = \frac{\overline{v^2(f_i)}}{1 + \frac{(f_i^2 - f^2)^2}{4D_i^2 f_i^2 f^2}} \quad (6-23)$$

有时也可以用实际“损耗因子”代替阻尼(衰减度) D_i 。在阻尼极低的情况下 ($D_i \ll 1$), 还可以根据定义只去掉公式(6-23)分母中的系数4。图6.5-12给出了取决于频率的功率频谱密度曲线, 频率可以用公式(6-10)和(6-11)正比于模态自由度声功率加以集合。在逻辑上, 三分之一倍频带或八分之一倍频带中的频谱分量可以加入三分之一倍速度能级或八分之一倍速度能级中, 并且过滤相应的A计权曲线:

$$L_v = 10 \lg \frac{\overline{v^2}}{v_0^2} = 10 \lg \sum \frac{\overline{v_i^2}}{v_0^2} \quad (6-24)$$

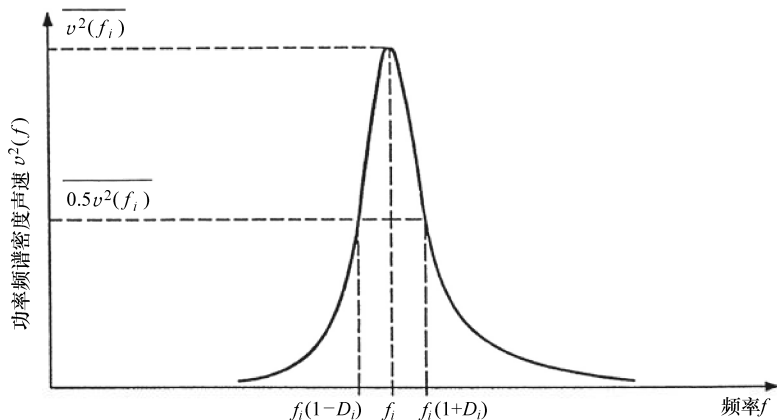


图 6.5-12 白噪声激励下单质量平衡器的振动速度响应频谱

通常将参考声速设定为 $5 \times 10^{-8} \text{ m/s}$ 。在许多应用中, 困难的是准备未知的模态阻尼和辐射度。虽然这妨碍了绝对的噪声预测, 但在变量的未知参数相对于变量保持不变的情况下, 不会妨碍对相对改善或恶化的预测。在 [J49] 所概括的结果中, 基本上可以将声学或流体动力学短路排除在发动机缸体结构相关几百赫兹以上的频率范围以外 (辐射度 $\sigma \approx 1$), 并且可以直接从结构噪声差异推断出空气噪声差异。通过这一“粗略”的方法得出的流程正如前面所述那样是非常复杂的, 但通过它可以对声功率辐射进行综合性预测。

“模态”单质量平衡器中复杂的振动结构的这一“分解”会使所关注的准确度随频率的增加而变得不理想。但在 4kHz 以下的振动技术和声学最重要的频率范围内, 此流程的使用效果还是令人满意的。

大多数结构动态计算可以通过非线性有限元法来处理。但非线性有限元分析法

也意味着计算工作量的增加。这一现象在其他地方也有体现。但在出现物理性质上的（非线性弹性，例如在橡胶中的）、几何上的（较大的变形）以及其他非线性（例如所谓接触问题的边界条件）情况时，就尤其需要使用这一方法（见 [J52 - J54 以及其他]）。

6.6 发动机上其他噪声源

除了介绍一般性说明和定义之外，本节还介绍了发动机结构的声学特性。这样便于计算发动机缸体的动态特性。所以，声学特性的预测已被有效应用于设计实践当中。

与此相反，噪声的产生机制可以很好地分辨出部分声源，然而，仍无法对它们的声学特性进行准确的计算，例如：基于空气噪声辐射出的噪声与转速的关系就主要是通过经验关系来获得的。本节并没有对此进行更详细的讨论。降噪的适当措施也属于这种情况。最后，还应该提到的是气门传动装置的噪声，在精确分析时它与单个脉冲包的时间序列相关。用运动学关系可以估计出各个脉冲传递的能量，并将其用于结构噪声激励方面的相对比较。

针对进气和排气噪声，可以参照发动机热力学，这里没有进行讨论。

第7章 总结与展望

这本书是关于发动机构造的。其中的重要部分就是计算和适时地设计乘用车和商用车的活塞式发动机的元件和部件，这种专业的局限性是为了限制本书的总体厚度。

本书详细地对连杆、活塞、活塞环、曲轴、缸体曲轴箱、缸盖和气缸垫这些部件进行介绍。一开始，对发动机主要尺寸的研究可能看似非常普通，但是，它与发动机的设计有直接联系，这在设计阶段至关重要，因此总是必须非常小心地确定这些尺寸。

对这些机械部件的处理集中在气门传动装置和曲轴传动装置上。此外，还会介绍发动机声学，这是一个在发动机设计者看来正变得越来越重要的原则。同时，也会涉及目前为进一步减少发动机噪声而做出的种种努力。其中最重要的是：噪声的激励和传输、激起的结构振动（软轴）以及空气声辐射的影响因素。设计者们从基础方法出发，尝试找出或多或少高级的并以计算机为基础的计算方法。即使所谓的常规计算方法失去了实际意义，但是理解该材料在智力普及方面的作用还是具有很高的价值，这种理解使找出更复杂的计算方法变得更容易。

在许多情况下，这种以计算机为基础的明显更准确的部件计算是以比如“有限元法”（FEM）为依据的。其前提是将部件的几何形状分离为几何形状简单的数量有限的元素。考虑到对精确性的要求和计算机的可用容量，会使元素和节点的类型、大小和总量与计算任务相适应。原则上要区分开实体模型和壳层模型。前者主要用于诸如强度计算，后者用于声学 and 振动技术研究。因此，“静态”或“动态”的任务构想会影响到模型的建立。

在跨学科的发动机力学、振动技术、声学领域，诸如发动机传动装置组的最低弯曲自然频率（它在共振情况下会导致车内产生强烈的嗡嗡噪声）或者气缸曲轴箱的声学行为都有着重要的意义，因此，如今会对它们进行预先计算。书中还简要地举例介绍了如何能对气缸曲轴箱的声学行为进行计算以及其他的内容。

对于这些数值计算方法来说，除了在可见其优点的地方普遍使用的有限元法之外，还有“边界元法”（BEM）或者“有限差分法”（FDM）。附录中尝试着对这些方法的基本特征做了简短介绍。

但这些数值计算方法并非核心，它们在重要的发动机力学任务中的应用实例才最为重要。计算结果的精确性不是单纯的数值问题。首先，边界条件是至关重要的。有时，对于边界条件的不准确认知或是对于明显的非线性关系的忽视并不是计算成本高的原因。越来越易于用户掌握使用的针对特定问题的软件，会有利于提高技术性计算的效率。

对于高温运行的部件（如活塞或缸盖的燃烧室顶部）来说，不可忽视的非线性是其典型特征。在这儿会产生部分塑料的材料行为，也就是说，应力和延展之间的关系不再是线性的，而且与其他的材料参数一样很大程度上取决于温度。为材料研究花费的成本能够很轻易地超过实际的计算成本——包括建模。这证明，总是必须批判性地探究计算机生成的结果。有时，通过昂贵的后期处理整理出的结果图形，会误导人们认为输入的数据不可用，以及这种说服力因此只是假定的。

各个部件组合成了组件。由于动力啮合和形状配合连接的原因，一个组件的部件之间会产生交变作用。相对运动和受迫振荡便会出现。润滑油膜在滑动面间起着作用。根据运转中的部件变形，润滑间隙又改变了自己的形状。温度梯度会产生热量流动。如果所有这些都应该通过计算考虑到的话，那么将部件装成集成组件的步骤就是计算的重要结果。因为，在产生交变作用的地方，必须要将不同的模型嫁接在一起。

如果要介绍曲轴的动力以及它与缸体曲轴箱之间的交变作用，那么就要用主计算模型和子计算模型模拟“传动装置”组件（活塞、连杆、曲轴、飞轮等），将它们弹性安装在曲轴主轴承里，并用一种非线性润滑油膜进行中间连接。很明显，曲轴的弯曲线、它的主轴承里的轴颈移动和倾斜、轴承座的变形以及由此产生的润滑间隙或由此产生的液压润滑油膜之间存在一种因果关系。因此，子模型之间也存在数学耦合，所以必须找到一种相当烦琐的解决方法。这个例子（这个主题只在发动机声学方面才会略微提及），生动地展现了在用户方面目前所达到的极限。用户方面在未来有可能使用此类计算技术的一个重要前提是，这些极限能在研究领域中被超越。

对未来发动机的要求变得越来越复杂。这使在研发早期对整体发动机的功能和质量进行同时预测和预先优化，变得很必要，而不只是能在计算机上模拟各个部件或组件的行为。而且更要追求“最高层次”，即模拟整体发动机功能的层次，也叫CAET（“计算机辅助发动机技术”）。

因此，很久以来，能相当精确地全面模拟发动机内的热动力过程及其机械或动力行为，就能适应最先进的技术。然而，“CAET”这个概念的含义还是一个各自目标设定的问题，比如——如同已经提到的例子所展示的那样——现实地确定发动机总摩阻损失^[K1]、整个发动机表面的声辐射、发动机的动力相应行为以及很多其他的任务。这些例子清楚地说明，在可预见的时间内几乎还不会有“包罗万象的发动机模型”可供使用。但今天已经有对于所有的零件外观来说非常有效的模拟

程序，在这些程序中所需的子模块会发生相应的交互作用。今后必将会有很难跨越的极限。因为，在这里需要将计算机里的发动机功能描摹和发动机的虚拟运行区分开来。在计算机中对发动机进行耐久试验，从而得出一个可靠的寿命预测，或者比如令人满意地预测出发动机的油耗，这些都是不可行的。另一方面，用计算机能越来越好地预测出技术对材料性能的影响。

在应用技术中可使用的计算方法在不断改善。因此，重新总结技术现状，同时将已知的专业书籍知识与当前的知识关联起来，以及对比两方各自的经验，都是永远具有吸引力的事情。作者希望能凭借这本书为此做出贡献。

附录

附录 A 有限元法 (FEM) 基础知识

有限元法是设计工程师的有力工具,通过它可以成功地对结构在接近实际应用的情况下进行仿真。如果没有高性能服务器(高集成度的电路、存储空间密度、算术运算的加速、设备的小型化和分散化等)与功能不断增强的软件相结合,这种进步是不可能实现的。最重要的是,不断降低的硬件成本和现代的工程师(这些工程师们在学习阶段就已经开始接触这个工具了)也为有限元法的应用推广提供了强有力的支持。

有限元法起初的应用领域十分有限,但如今它已经应用到所有基础学科当中,它的基本原理被归纳成适用于复杂“基本区域”无法得出精确解的微分方程形式。这种方法的特点是将这些“基本区域”离散为“有限”个单元,即多个具有简单几何形状的有限子区域,然后将解决方案中的数学问题转换为线性(非线性)方程系统,并使其能够利用电子计算机进行计算。

有限元法^[11-15]并不是由数学家研究出的,而是由结构力学专家开发的,并且它最初只应用于弹性体的变形问题,由此来避开弹性力学中的微分方程组。其计算也不是基于数学的,而是根据物理学原理来进行的^[11]。后者是指它直接引用了广义胡克定律。在有限元法中,广泛遵守了结构力学避免解微分方程的这一基本特点。在使用单元的形式来表达平面应力状态时,三维问题就必须被表示成变形能量的积分形式,以补偿单元形式的不足^[11]。

然而,有限元法本身作为一种计算方法,就必须从结构力学研究的限制中解脱出来。由此它也成为用于解决变分问题的里兹经典方法的一个变体。里兹经典方法是一种解微分方程的数值方法,通过这些微分方程可以描述与技术和科学任务相结合的稳态或瞬态的过程。微分方程可由此转换成相应的积分问题。相关问题在其他文章中有更为详细的讨论。

这又被划分为线性和非线性有限元模型/有限元系统两种。前者的特点在于,避免了诸如大的变形、某些材料特性(弹性-塑性)、传热过程和流体力学(纳维

斯托克斯方程)中出现的非线性现象,这些只是其中的几个例子^[16]。非线性模型/系统则需要更高的计算能力,与线性模型/系统相比,它对用户也有较高的专业技术要求,而线性模型/系统就像一个“黑匣子”,如今已被人们普遍使用了^[17]。

有很多类型的单元可用于离散化。从简单的一维单元、二维单元最后到体单元都有多种单元类型,它们的顶点被称为节点。与桁架结构相反,元素或结构的节点(取决于它是单个元素还是整个结构)也可以传递力矩。可以根据具体问题来限制单元的类型。

单元的选择一直都是技术讨论的主题。在减小模型规模的意义下,不同计算采用相同的结构时,实体模型具有独特的优势,但它在模型创建及求解方面(快速结构创建、迅速结构修改、模型规模及其所需的计算能力)也有明显的缺点。因此,在声学振动技术问题上,常常会在整体结构使用板/壳模型。与整体结构的实体模型相比,这显然不能提供更精细离散化所需的边界条件,而这种离散是进行精确应力计算所必须具备的。另一方面,如由单层体单元构成的薄壁区域也无法满足弯曲定律的要求。

在这点上,只能在不涉及其他点的情况下解决这个问题。这在实践中将最终取决于计算成本。动态问题的计算可以采用多个时间步长,然后按顺序分别进行计算。这就需要使用那些更容易创建的“板/壳”模型。

通过术语“全局模型”和“局部模型”可以使问题“离散”,从而达到所需的计算精度。为了确保所有模型只在可控范围内增长,就必须有一个较为经济的折中方案。单元的近似精度不仅取决于其面积/空间上的延伸(网格的密度),而且还强烈地受到其多项式的限制。下面我们对此进行更详细的说明。

在最简单的情况下,单元只在其角点有节点。为了得到近似的解,就需要使用多项式。如果只给出了角节点,则它就是线性的。多项式通常也被称为插值函数。从纯粹几何学的角度来看,弯曲的轮廓在这种情况下只能通过相互平行的正割段(直线/平面)来近似。

高阶插值函数需要有中间节点。例如:每个相应的单元在角节点之间还有一个中间节点。所属插值函数是抛物线。插值的类型最终取决于单元的形状和待处理问题的性质。越高阶的插值函数则会越贴近弯曲的单元。例如:在大多数情况下,用一个通过单元每侧/边上三个点的抛物线线段就能足够精确地近似弯曲的轮廓线。插值函数可以在数学上将曲线/曲边单元转换为侧面长度/边长为1的单位元,因此,也将其称为等参数单元。

节点中所使用的函数值和导数值被称为单元的节点变量。在节点变量的帮助下,插值函数可以表示为以节点变量为系数的所谓形状函数的线性组合。以往的有限元法被限制在带角节点或单元每侧/边带中间节点的单元中。术语“常数”和“线性”是指与单元相关的基本“变形模型”。这些和其他常见单元类型的详细信息请参考相关文献,其中也包括部分特征属性的命名。

通过较高阶的插值，即一个以上的中间点，相当于增加了离散的整体精度^[18]。因此，多项式次数的增加也就代表着有限元网格的相对细化。

在结构的离散中，除了要注意诸如应力计算中的节点密度要与预期的应力梯度相匹配之外，还要注意其物理特性。相对于弯曲波的板状结构离散特点就是这种情况的一个例子。在声学计算中，必须要考虑到，在诸如油底壳和气门室罩盖等抗弯能力弱易变形结构上所形成的弯曲波波长要比刚性发动机缸体上的短得多。

最后，还应当提及的是自由度，它是指节点相对于单元在各个方向上的运动。这样就可以通过单元和自由度的总数来描述模型的规模了。

计算是分三个阶段进行的。为了创建网格，需要使用“前处理器”对其加以处理。然后通过有限元处理器或“求解器”来进行实际的数值计算。最后使用“后处理器”处理最终结果，在此过程中，会将大量数据缩减到能够有意义地描述问题的程度。

附录 B 关于矩阵位移法（静力学理论）

在位移法中，节点位移是引入的未知数。对于每个单元，刚度矩阵都是与其节点的单元位移和本构关系相关联的。通过所有节点的平衡条件可以得出用于确定未知位移的方程组。为了使您对此有详细的了解，下面将结合 [14] 或 [19] 中所介绍的简单示例对此加以说明。

首先，在最简单的情况下，杆可以被看作是单个单元。通过在节点上力的作用，单元被扭曲（变形）。在单元与其他单元构成节点的位置上，可以确定出所有三个坐标方向上的位移。这里所使用的坐标系是由“单元确定的”。

力可以理解为“广义上的力”，即它可以是力，也可以是力矩。使单元变形的“力”[一般情况下，需要考虑的是拉伸/压缩，弯曲（由剪切力引起的）和扭转（取决于各结构节点具有多少个运动自由度）]，可以将每个单元归纳为内力的单元矢量 $[f]$ 。抵消刚度的单元扭曲也可以归纳到刚度矩阵 $[c]$ 中，并相应地将节点位移归纳于位移矢量 $[v]$ 中。

图 B-1 显示了一个二维（2-D）“结构”的部分截面，它具有以下特点：

- a) • 杆单元（1）、（2）和（3）
 - 基于单元的坐标系 (u, v)
 - 单元特定坐标系的转角 $\varphi_{(1)}$ 、 $\varphi_{(2)}$ 和 $\varphi_{(3)}$
- b) • 结构节点 1、2 和 3
 - 外力 F 沿 y 方向作用在节点 3 上
- c) • 分量分别为 F_{Ax} 、 F_{Ay} 的支承反作用力 F_A 作用在节点 1 上（ F_{Ax} 为未画出计算网格区域承载水平荷载的分量）。

此外，因为在这个例子中只有拉力/压力，因此也意味着

- c 在这里统一采用单元的轴向刚度
- ν_u 、 ν_v 为结构节点的运动自由度（位移）。

对于单元（1），适用基于末端（节点）施加的力和由此引起的位移（变形）的下列方程：

$$F_{u1} + F_{u2} = 0 \rightarrow F_{u2} = -F_{u1} \quad (\text{B-1})$$

$$\text{和} \quad \nu_{u1} - \nu_{u2} = \Delta l_{(1)} \quad (\text{B-2})$$

$$\text{及} \quad |F_{u1}| + |F_{u2}| = c\Delta l_{(1)} \quad (\text{B-3})$$

它们可以表示成以下矩阵方程：

$$\begin{bmatrix} F_{u1} \\ F_{u2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \nu_{u1} \\ \nu_{u2} \end{bmatrix}$$

或者通用表达式：

$$[f_{(1)}] = [c_{(1)}][\nu_{(1)}] \quad (\text{B-4})$$

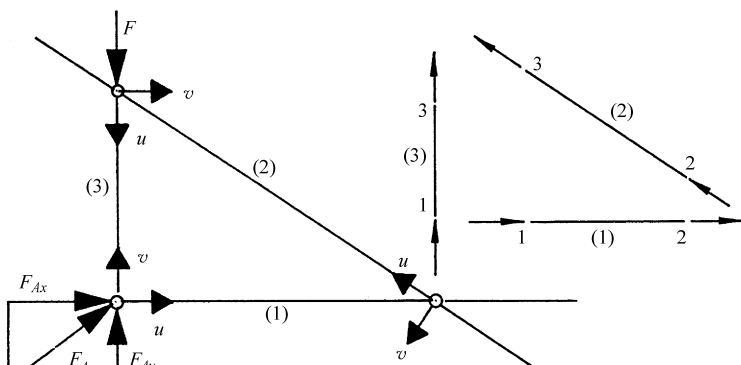


图 B-1 二维结构的截面

在忽略单元特定矩阵/向量标记的情况下，整个结构的所有单元适用以下方程：

$$\begin{bmatrix} f_{(1)} \\ f_{(2)} \\ f_{(3)} \\ \dots \\ f_{(n)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{(1)} & & & & \\ & c_{(2)} & & & \\ & & c_{(3)} & & \\ & & & \dots & \\ & & & & c_{(n)} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \nu_{(1)} \\ \nu_{(2)} \\ \nu_{(3)} \\ \dots \\ \nu_{(n)} \end{bmatrix}$$

或者通用表达式：

$$l = c\nu \quad (\text{B-5})$$

首先，必须如图 B-2 所示那样将带坐标（ u ， ν ）的整体结构组合单元的单元

坐标系转换到统一的结构坐标系 (x, y) [或 3-D 结构中的 (x, y, z)] 中。

单元 (1) 的转换方程适用于小位移的情况, 并可以通过它线性化, 在这里, 只有 u 方向上的分量, 即在杆的轴线方向:

杆的节点 1 (1): $v_{u1} = v_{x1} \cos \varphi + v_{y1} \sin \varphi$ 和

杆的节点 2 (1): $v_{u2} = v_{x2} \cos \varphi + v_{y2} \sin \varphi$

(B-6)

类似于方程 (B-4), 对于所观察的单元 (1), 可以表示为以下矩阵形式:

$$\begin{bmatrix} v_{u1} \\ v_{u2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & \sin \varphi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \cos \varphi & \sin \varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{x1} \\ v_{y1} \\ v_{x2} \\ v_{y2} \end{bmatrix}$$

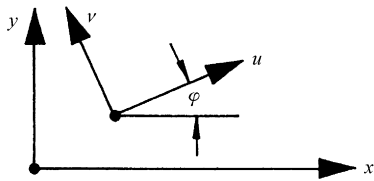


图 B-2 单元坐标系 (u, v)
和结构坐标系 (x, y)

或者通用表达式:

$$[\mathbf{v}_{(1)}] = [\mathbf{T}_{(1)}] [\mathbf{V}_{(1)}] \quad (\text{B-7})$$

反过来, 如果将单元看作整体坐标的函数, 则可以写成类似于方程 (B-5) 的通用表达式:

$$\mathbf{v} = \mathbf{T} \mathbf{V} \quad (\text{B-8})$$

式中, T 是转换矩阵, 它可以将整个 (外部) 位移 $\mathbf{v}$ 转换为内部位移, 从而将外力 F 与内力 l 联系在一起。因此首先要为所观察单元 (1) 创立以下变换关系:

$$F_{x1} = F_{u1} \cos \varphi$$

$$F_{y1} = F_{u1} \sin \varphi$$

$$F_{x2} = F_{u2} \cos \varphi$$

$$F_{y2} = F_{u2} \sin \varphi$$

(B-9)

另外, 与方程 (B-4) 相类似, 方程 (B-9) 还可以表示为以下矩阵表达式:

$$\begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{y1} \\ F_{x2} \\ F_{y2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \varphi & 0 \\ \sin \varphi & 0 \\ 0 & \cos \varphi \\ 0 & \sin \varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_{u1} \\ F_{u2} \end{bmatrix}$$

或者通用表达式:

$$[\mathbf{F}_{(1)}] = [\mathbf{T}_{(1)}]^T [\mathbf{f}_{(1)}] \quad (\text{B-10})$$

并且对于所有单元整体在这里也适用以下抽象方程:

$$\mathbf{F} = \mathbf{T}^T \mathbf{l} \quad (\text{B-11})$$

方程 (B-7) 与方程组 (B-10) 相比, T^T 无非就是主对角线镜像变换矩阵, 它也被称为“转置”。从矩阵方程 (B-5)、(B-8) 和 (B-11) 中可以直接得出:

$$\mathbf{F} = \mathbf{T}^T \mathbf{c} \mathbf{v} \quad (\text{B-12})$$

及

$$F = T^T c T V \quad (\text{B-13})$$

其中,

$$C = T^T c T \quad (\text{B-14})$$

式中, C 是经变换后的单元刚度矩阵 c , 它在下文中也被称为在全局坐标系中的结构刚度矩阵。通过引入它可以得出外力 F 与外部位移之间的关系:

$$F = C V \quad (\text{B-15})$$

及

$$V = C^{-1} F \quad (\text{B-16})$$

式中, c^{-1} 是结构刚度的逆矩阵。矩阵 C 是根据下面的规则为此处的例子形成的:

$$C = c \begin{bmatrix} \cos^2 \varphi & \sin \varphi \cos \varphi & -\cos^2 \varphi & -\sin \varphi \cos \varphi \\ \sin \varphi \cos \varphi & \sin^2 \varphi & -\sin \varphi \cos \varphi & -\sin^2 \varphi \\ -\cos^2 \varphi & -\sin \varphi \cos \varphi & \cos^2 \varphi & \sin \varphi \cos \varphi \\ -\sin \varphi \cos \varphi & -\sin^2 \varphi & \sin \varphi \cos \varphi & \sin^2 \varphi \end{bmatrix} \quad (\text{B-17})$$

准确地说, C 、 c 和 φ 都应当带有单元号 (i), 因为它们是指每个 $E_{(i)}$ 的。 c 为单元的刚度值, 在这里, 它被简化为单位轴向刚度 $c = EA/L$ 。

如果使用的是“虚功原理”, 方程 (B-15) 所示力和位移之间的关系也可以从严格的物理意义上推导出来。在这种情况下, 外部的功必须与内部的功保持平衡, 即

外力 · 外部的位移 = 内力 · 内部位移。

这也表示, 在稳定的平衡下, 物体具有最小的弹性应变能 (Castigliano 和 Menabrea 定理^[L1])。附录 I 中已经证明, 在三维问题中, 必须将结构力学反映到应变能的积分关系上^[L1]。

现在, 可以用方程 (B-17) 为三个所观察的杆单元创建矩阵方程 (B-15):

在 $c_{(1)}$ 和 $\varphi_{(1)} = 0^\circ$ 下, 单元 $E_{(1)}$:

$$\begin{matrix} x1 & x2 \\ \begin{bmatrix} F_{x1} \\ F_{x2} \end{bmatrix} \end{matrix} = c_{(1)} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{x1} \\ v_{x2} \end{bmatrix} \quad (\text{B-18})$$

在 $c_{(2)}$ 和 $\varphi_{(2)} = 135^\circ$ 下, 单元 $E_{(2)}$:

$$\begin{matrix} x2 & y2 & x3 & y3 \\ \begin{bmatrix} F_{x2} \\ F_{y2} \\ F_{x3} \\ F_{y3} \end{bmatrix} \end{matrix} = c_{(2)} \begin{bmatrix} 0.5 & -0.5 & -0.5 & 0.5 \\ -0.5 & 0.5 & 0.5 & -0.5 \\ -0.5 & 0.5 & 0.5 & -0.5 \\ 0.5 & -0.5 & -0.5 & 0.5 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{x2} \\ v_{y2} \\ v_{x3} \\ v_{y3} \end{bmatrix} \quad (\text{B-19})$$

在 $c_{(3)}$ 和 $\varphi_{(3)} = 270^\circ$ 下, 单元 $E_{(3)}$:

$$\begin{matrix} & y3 & y1 \\ \begin{bmatrix} F_{y3} \\ F_{y1} \end{bmatrix} = c_{(3)} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{y3} \\ v_{y1} \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (\text{B-20})$$

最后，代入每个节点 x 方向和 y 方向上的平衡条件（在三维结构中还有 z 方向上的）。为此，需要将每个位置上所提供的连接杆的分量相加。节点 1 在 x 方向上只有单元（1）的分量，在 y 方向上只有单元（3）的分量。节点 2 在 x 方向上有单元（1）和（2）的分量，在 y 方向上只有单元（2）的分量。节点 3 在 x 方向上只有单元（2）的分量，但是，在 y 方向上有单元（2）和（3）的分量等。这样，就创建起带有总刚度矩阵的方程组。其中，未知量是位移 v_{xi} 、 v_{yi} ，外力施加到节点 i 的力为 ΣF_{xj} 、 ΣF_{yi} 。上面例子的方程组如下：

$$\begin{matrix} & x1 & y1 & & x2 & y2 & & x3 & y3 & & \dots \\ \begin{bmatrix} \Sigma F_{x1} \\ \Sigma F_{y1} \\ \Sigma F_{x2} \\ \Sigma F_{y2} \\ \Sigma F_{x3} \\ \Sigma F_{y3} \\ \dots \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} c_{(1)} & 0 & & -c_{(1)} & 0 & & 0 & 0 & & 0 & \dots \\ 0 & c_{(3)} & & 0 & 0 & & 0 & 0 & & -c_{(3)} & \dots \\ -c_{(1)} & 0 & & c_{(1)} + \frac{c_{(2)}}{2} & -\frac{c_{(2)}}{2} & & -\frac{c_{(2)}}{2} & \frac{c_{(2)}}{2} & & \frac{c_{(2)}}{2} & \dots \\ 0 & 0 & & -\frac{c_{(2)}}{2} & \frac{c_{(2)}}{2} & & \frac{c_{(2)}}{2} & -\frac{c_{(2)}}{2} & & \dots & \\ 0 & 0 & & -\frac{c_{(2)}}{2} & \frac{c_{(2)}}{2} & & \frac{c_{(2)}}{2} & -\frac{c_{(2)}}{2} & & \dots & \\ 0 & 0 & & -\frac{c_{(2)}}{2} & \frac{c_{(2)}}{2} & & \frac{c_{(2)}}{2} & -\frac{c_{(2)}}{2} & & \dots & \\ 0 & -c_{(3)} & & \frac{c_{(2)}}{2} & -\frac{c_{(2)}}{2} & & -\frac{c_{(2)}}{2} & \frac{c_{(2)}}{2} + c_{(3)} & & \dots & \\ \dots & \dots & & \dots & \dots & & \dots & \dots & & \dots & \dots \end{bmatrix} \begin{bmatrix} v_{x1} \\ v_{y1} \\ v_{x2} \\ v_{y2} \\ v_{x3} \\ v_{y3} \\ \dots \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (\text{B-21})$$

可以在计算机的支持下采用数值计算的方法对方程组进行求解。然而，首先仍然需要注意边界条件。根据结构截面的草图，力 ΣF_{x1} 或 ΣF_{y1} 是外力 F_{Ax} 或者 F_{Ay} ，即支撑反作用力 F_A 的方向分量。 $\Sigma F_{y3} = -F$ 是结构上承载的外力（由于没有水平分量， $\Sigma F_{x3} = 0$ ）。在无外力的节点上则适用 $\Sigma F_{xi} = 0$ 或 $\Sigma F_{yi} = 0$ 。类似地，位移也可以这样处理。与支撑反作用力 F_A 联系在一起则适用诸如 $v_{x1} = 0$ 和 $v_{y1} = 0$ 的情况。此外，方程组的求解还需要使用其他必要的边界条件，而在本例中只考虑了一个结构截面。

在加入边界条件后可以看出，原始方程组实际上已减少为两个方程组。带有未知位移和以边界条件形式出现的已知力的第一个方程组称为“变形方程组”^[14]。首先必须对它求解，以将位移变为已知量。现在可以用第二个方程组的各个方程求出未知力。反过来，杆的力也遵循上面导出的关系。

综上所述，其步骤如下^[14]：

- 将系统划分为有限的单元及相关节点

- 确定节点的位移和内部的节点力
- 确定单元矩阵
- 通过叠加单元矩阵创建系统矩阵
- 计算综合等效节点载荷向量使方程组完整（在这里为力的矢量）
- 在边界条件的辅助下对方程组变形
- 对变形方程组进行求解
- 从解向量（位移）中计算出问题的具体变量（这里为未知的力）

除了问题的变形之外，这里主要感兴趣的还有外力引起的应力。此处将不再使用先前所用的杆，而是合理地再次对一个像带有三个角节点的三角形这样的简单单元进行观察（“常数单元”=简化的假设：单元内变形距离为恒定的），通过相关的厚度 h 能够为其带来类似的体特征。限制其保持在双轴应力状态上（应力在 2D 平面上），因为这种形式仅是示例性的，并且所有在三维的情况下处理困难的因素到这时都可以忽略。

现在已知变形（位移） ν 和应变 ϵ 之间的关系可以表示为变换矩阵 H ：

$$\epsilon = H\nu \quad (\text{B-22})$$

式中， ϵ 和 ν 在这里表示列向量。当已建立了材料刚度矩阵 E 时，可以在结构中的应变分布 ϵ 已知时计算出应力分布 σ 。为此，必须使用具有弹性模量 E 和相应泊松比 μ 的单元：

$$\sigma = E\epsilon \quad (\text{B-23})$$

反映在外力 F 上的应力分布 σ 可以得出如下关系：

$$F = V_E H^T \sigma \quad (\text{B-24})$$

式中， V_E 是体积元； H^T 是方程 (B-22) 的转置矩阵。如果将方程 (B-22) 代入方程 (B-23) 并将其结果反过来代入方程 (B-24) 中，则变换矩阵 H 可在材料刚度矩阵 E 的帮助下转换为结构刚度矩阵 C ，参见方程 (B-14) 和 (B-15)：

$$F = V_E (H^T E H) \nu = C\nu \quad (\text{B-25})$$

和下列的

$$C = V_E (H^T E H) \quad (\text{B-26})$$

附录 C 用有限元法解微分方程

附录 B 中介绍了一种解决结构力学问题的“直接”应用方法。应当注意的是，它避开了求解微分方程 (DGL)。尽管后面的介绍有时也会与有限元联系在一起，但这与真实情况不相符。然而，在许多情况下，可以通过相同解的问题替代微分方程，通过它可以找到一个为定积分赋最小值的函数^[11]。在数学中，它被称为“变分问题”。在这种情况下，可以应用“最小原则”来确定物理学的许多领域。

有限元法在解微分方面有许多其他竞争者，例如：FDM（有限差分法）。这里

必须要注意的是, 相对于有限差分法, 有限元法并不适用于不受刚性网格限制的那些确定未知函数 $u(x, y, z)$ 的相关基本区域, 而是非常适用于具有多种元素的几何形状。在附录IV中对有限差分法进行了进一步的讨论。

欧拉微分方程是变分问题和微分方程之间的转换方程。这可以通过以下示例来加以说明:

$$\text{变分问题: 积分 } I = \int_G F(x, y, z, u_x, u_y, u_z) dV = \text{最小} \quad (\text{C-1})$$

式中, F 是被积函数; $u(x, y, z)$ 为所需的解。在这个例子中, 只出现了 u 在坐标轴 x 、 y 和 z 上的一阶导数。 G 为基本区域, $dV = dx dy dz$ 为体单元。假定所有函数及其导数都是连续可微的。如果解 u 被给定在基本区域 G 的边界 C 上^[1], 上述变分问题则可用于不变形的情况 (额外的积分项)。原则上, 如果微分方程是齐次的, 它就是所谓的边界值或特征值问题。在这种情况下, 欧拉微分方程为^[1]:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial F}{\partial u_x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial F}{\partial u_y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial F}{\partial u_z} \right) - \frac{\partial F}{\partial u} = 0 \quad (\text{C-2})$$

在本例中, 将使用被积函数:

$$F = u_x^2 + u_y^2 + u_z^2 \quad (\text{C-3})$$

代入方程 (C-2) 和 (C-3) 可得出以下方程:

$$\begin{aligned} \frac{\partial F}{\partial u} &= 0 \\ \frac{\partial F}{\partial u_x} &= \frac{\partial}{\partial u_x} (u_x^2) = 2u_x; \quad \frac{\partial}{\partial x} (2u_x) = 2u_{xx} \\ \frac{\partial F}{\partial u_y} &= \frac{\partial}{\partial u_y} (u_y^2) = 2u_y; \quad \frac{\partial}{\partial y} (2u_y) = 2u_{yy} \\ \frac{\partial F}{\partial u_z} &= \frac{\partial}{\partial u_z} (u_z^2) = 2u_z; \quad \frac{\partial}{\partial z} (2u_z) = 2u_{zz} \end{aligned} \quad (\text{C-4})$$

从方程 (C-2) 和 (C-4) 最终会得出著名的拉普拉斯微分方程:

$$u_{xx} + u_{yy} + u_{zz} = 0 \quad (\text{C-5})$$

应用有限元法可以将微分方程转换成一个变分问题。如果在需求解的微分方程中插入被积函数 F , 则意味着这也可以类似于上述情况写成以下通用表达式:

$$I = \int_G F dV = \text{最小} \quad (\text{C-6})$$

然后将以上微分方程成立的基本区域 G 划分成许多小区域, 即有限单元 $E_{(i)}$ 。单元的总数为 m 。此外还需假定边界 G 上的解 u 是已知的, 即已为 u 的唯一解给定了足够的边界条件。

总积分 [方程 (C-6)] 可以通过各分区域的单一积分的总和来替代:

$$I = \sum_{E(i)} \int F dV = \text{最小} \quad (\text{C-7})$$

每一个有限单元 $E_{(i)}$ 都有 n 个具有已知坐标的节点 K 。这将在创建有限元网格的过程中加以明确规定。微分方程的精确解 u 将变为分段确定的近似解 U 。此外, 必须在每个有限单元中代入近似解 U 。根据不同的单元类型会出现线性函数或多项式问题 (参见附录 I)。连续性要求最初只限于共用节点的两个单元, 为它们插入近似函数的位置至少具有相同的近似解 U 。

因为每个多边形都可以分解成三角形, 所以三角形十分适用。而且, 三角形在分配节点时还可以确保将近似解 U 选择为任意阶的多项式, 并且单元边缘上的 U 也能够满足连续性的要求。现用一个简单的 2D 三角形单元来对此进行进一步的说明。这个单元有三个顶点 (节点, TRIM3 单元^[11]), 因此近似解 U 可以写成通用表达式的线性函数:

$$U = a + bx + cy \quad (\text{C-8})$$

式中, 系数 a 、 b 和 c 待定。

我们可以暂时将精力完全集中在带有节点 $K_1(x_1, y_1)$, $K_2(x_2, y_2)$ 和 $K_3(x_3, y_3)$ 的单元 $E_{(1)}$ 上。代入节点坐标可得出如下方程组:

$$\begin{aligned} U_1 &= a + bx_1 + cy_1 \\ U_2 &= a + bx_2 + cy_2 \\ U_3 &= a + bx_3 + cy_3 \end{aligned} \quad (\text{C-9})$$

式中, U_1 、 U_2 和 U_3 都是节点 K_1 、 K_2 和 K_3 上 u 的未知近似解。在此处, 它们都必须加以转换。在本示例中, 不再将它们转换到单元特定的坐标系中 (例如: 局部三角形坐标系; 参见本节末尾的说明), 它可以通过变换函数将其转换到全局坐标系中。方程组 (C-9) 可以用诸如行列式的方法来解决:

$$\begin{aligned} \text{系数行列式 } D &= x_1(y_2 - y_3) + x_2(y_3 - y_1) + x_3(y_1 - y_2) = 2A \\ \text{行列式 } D_1 &= U_1(x_2y_3 - x_3y_2) + U_2(x_3y_1 - x_1y_3) + U_3(x_1y_2 - x_2y_1) \\ \text{行列式 } D_2 &= U_1(y_2 - y_3) + U_2(y_3 - y_1) + U_3(y_1 - y_2) \\ \text{行列式 } D_3 &= U_1(x_3 - x_2) + U_2(x_1 - x_3) + U_3(x_2 - x_1) \end{aligned} \quad (\text{C-10})$$

代入以下条件

$$a = D_1/D, \quad b = D_2/D \quad \text{和} \quad c = D_3/D, \quad \text{其中 } D = 2A \quad (A \text{ 为三角形面积}) \quad (\text{C-11})$$

即可得到它的解。

代入数值就更加一目了然。在基本区域 G 中确定单元节点 $K_1(0, 0)$ 、 $K_2(1, 0)$ 和 $K_3(0, 1)$ 的位置。然后就可以为系数进行如下取值

$$a = U_1, \quad b = U_2 - U_1 \quad \text{和} \quad c = U_3 - U_1 \quad (\text{C-12})$$

则可以得出有限元 $E_{(1)}$ 的如下近似函数:

$$U_{(1)} = U_1 + (U_2 - U_1)x + (U_3 - U_1)y \quad (\text{C-13})$$

系数也可以由近似函数的解 U_1 、 U_2 和 U_3 来表示。如果单元 $E_{(1)}$ 与任何位置坐标相关, 则系数 a 、 b 和 c 有如下通用表达式:

$$a = \alpha_1 U_1 + \alpha_2 U_2 + \alpha_3 U_3$$

$$\begin{aligned} b &= \beta_1 U_1 + \beta_2 U_2 + \beta_3 U_3 \\ c &= \gamma_1 U_1 + \gamma_2 U_2 + \gamma_3 U_3 \end{aligned} \quad (\text{C-14})$$

现在可以通过下面的方法转换到有限元 $E_{(i)}$ 上:

$$U_{(i)} = \sum_{j=1}^n f_{(i)j} U_j \quad (\text{C-15})$$

式中, i 为单元编号; j 为单元的节点号; n 为每个单元的节点数, 这里, $n=3$ 。函数 $f_{(i)j}$ 是位置坐标的多项式, 具体到这里所观察的例子, 在考虑到方程 (C-14) 和方程 (C-15) 的情况下, 可以从方程 (C-13) 中得到方程 (C-16):

$$U_{(1)} = (1-x-y)U_1 + xU_2 + yU_3 \quad (\text{C-16})$$

方程 (C-16) 给出了单元 $E_{(1)}$ 所谓的形函数 [“形函数 (Shape Functions)”]

$f_{(1)j}$:

$$f_{(1)1} = 1-x-y, f_{(1)2} = x \text{ 和 } f_{(1)3} = y \quad (\text{C-17})$$

如果近似函数中使用了节点 $K_k(x_k, y_k)$ 的坐标, 则 $U_{(1)} = U_k$, 例如: 在 $k=2$ [节点 $K_2(1,0)$] 时, 就可以非常容易地得出:

$$U_{(1)} = (1-1-0)U_1 + 1 \cdot U_2 + 0 \cdot U_3 = U_2$$

对于其他任意一个单元 $E_{(p)}$, 例如: 参照方程 (C-10) 和 (C-11), 单元节点 $K_r(x_r, y_r)$ 、 $K_s(x_s, y_s)$ 和 $K_t(x_t, y_t)$ 可以写成下面的通用表达式:

$$U_{(p)} = \frac{1}{2A} [(A_r + B_r x + C_r y)U_r + (A_s + B_s x + C_s y)U_s + (A_t + B_t x + C_t y)U_t] \quad (\text{C-18})$$

式中, $\frac{A_i}{2A} = \alpha_i$, $\frac{B_i}{2A} = \beta_i$ 和从公式 (C-14) 中得出的 $\frac{C_i}{2A} = \gamma_i$

事实上, 为了简化对单元所需的积分 (完全通用但也能保证统一处理不同的近似函数和相应单元的量值), 需要将三角形单元映射到单位三角形上。在这里将不对此及其积分的过程进行详细的讨论。

如果所有形函数都已确定, 则可以根据方程 (C-15) 得到在微分方程中出现的导数。例如: 导数 U_x 如下:

$$U_{i(x)} = \sum_{j=1}^n \frac{\partial f_{(i)j}}{\partial x} U_j \quad (\text{C-19})$$

因此, 可以计算出导数 $U_{(i)y}$ 和更高阶的 (如果有的话) 在三维基本区域中 z 坐标上的导数^[11], 从而创建单元 $E_{(i)}$ 的被积函数 F 。因此, 如果想让积分 I 满足最小条件, 则必须将每个未知节点 U_k 的 $\partial I / \partial U_k$ 消除。这可以参照方程 (C-7) 表示为如下通用表达式:

$$\sum \frac{\partial}{\partial U_k} \left(\int_{E_{(i)}} F dV \right) = 0 \quad (\text{C-20})$$

方程组的系数矩阵

$$\frac{\partial}{\partial U_k} \left(\int_{E(i)} F dV \right) = 0 \quad (\text{C-21})$$

是个单元矩阵。首先需要确定单元矩阵，然后通过其结果合成整个基本区域的方程组。用合适的数值方法在计算机支持下对方程组进行求解，在本简述中暂不展开进行说明。后一种说法特指特征向量问题。

本简介仅限于计算过程的必要步骤。为使这种方法的推导更清晰地呈现在大家面前，这里在很大程度上忽略了这种严格的数学准则。在实际应用中，还需要仔细研究相关参考文献和软件制造商的说明书。

仍须补充的是，等价变分问题并不适用于所有边值问题，即并不适用于传统的 Ritz 法。在这种情况下，选择近似方法 U 解方程时，在其过程中插入微分方程后会留有余量。现在，近似方法 U 自由参数的确定必须要确保在所观察的区间中余量尽可能是最小的。为此需要引入加权函数 W 。采用使余量的加权积分为零来求得微分方程近似解的方法称为加权余量法。由此可得出自由参数的简单方程。根据所选择加权函数的不同，解方程的方法也有不同的名称。目前最有名的是“Galerkin 方法”，但“加权残值法”和“残差法”也是常见的，此处不再赘述。

最后，还要为上述说明补充一下其所需的三角坐标系。它是一个三角形的局部坐标 L_1 、 L_2 和 L_3 （图 C-1）。对于近似解 U ，适用： $U = L_1 U_1 + L_2 U_2 + L_3 U_3$ 。它与全局坐标 x 、 y 之间的关系可表示如下：

$$x = \sum_{i=1}^3 L_i x_i, \quad y = \sum_{i=1}^3 L_i y_i, \quad \sum_{i=1}^3 L_i = 1 \quad (\text{C-22})$$

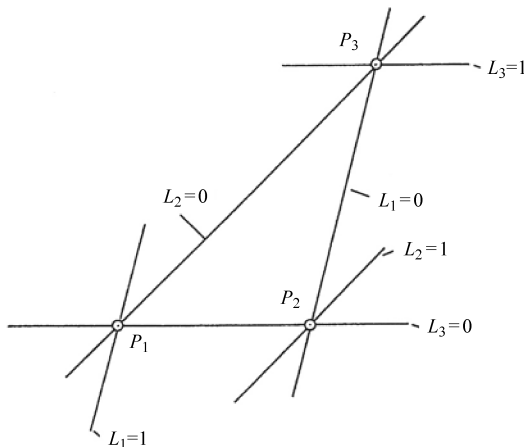


图 C-1 L_i 三角坐标

附录 D 关于有限差分法 (FDM)

微分方程描述了某些物理关系,但在当前的问题中得不到一个明确的解。因此,需要一个近似解 U 来替代精确解 u 。在 FDM 中所有求导过程都被差商所代替。从而使微分方程变为差分方程。差商是在近似值逼近算法的辅助下通过类似于下面的方式形成的,它假定满足连续性条件:

$$\textcircled{1} \partial u / \partial x = (u_{i+1,j} - u_{i,j}) / \Delta x + F_{\text{I}}(\Delta x)$$

$$\textcircled{2} \partial^2 u / \partial x^2 = (u_{i+1,j} - 2u_{i,j} + u_{i-1,j}) / 2\Delta x + F_{\text{II}}(\Delta x)$$

相应地形成了 $\partial u / \partial y$ 等 (这里是定义为二维定义域的)。

在对三维基本域进行整体研究时,差分方程的定义域减少到两个点之间的间距为 Δx 、 Δy 和 Δz 的离散点集。因此,通过一个单一坐标方向上等距且轴向平行的网格 (网) 可以将基本域加以抽象。 U 的定义明确确定了各网格点。为了降低计算复杂度,随后可以在多维基本域中有意将复数索引转换为单一索引,但在这里将不对其进行进一步说明。间距 Δx 、 Δy 和 Δz (在随时间变化的过程还有 Δt) 可以确定出离散误差 F 。通过应用网格点上当前差分方程的通用表达式,可以创建一个可通过数学算法来解的代数方程组,它形成了点阵中点的一般形式差分方程,如果各个问题提出时已给出足够多的初始或边界条件 (其上的解 u 已知的网格点或正常求导 $\partial u / \partial n$ 下的附加辅助网格点)。

离散误差以及一致性和收敛定义在 FDM 中起着重要作用。不幸的是,具有足够小的步长的离散误差是可忽略不计的,在选择错误的步长时,可能会因此而超过所有界限。一致性是指与具有足够小步长近似差商近似关系的离散误差是可以忽略的。收敛则意味着在这里近似解 U 只能与精确解 u 有可忽略不计的误差。

此外,还有数值不稳定的问题。它包括诸如离散误差的振荡。在这一点上,可以理解为仅与近似解相关的数学数值现象。如果想对其进行进一步的研究请参阅 B. [L1] 中的示例,这里还将讨论大代数方程组的解。

附录 E 关于边界元法 (BEM)

在某些应用领域中,边界元法如今已经是有限元法的一种更经济的替代方法。边界元法也被称为积分方程法。它显示了与 FEM 的一定关系,但它仅适用于物体的边缘区域。与有限元法相反,它只需要对表面进行建模就足以确定结构 (物体) 内部的状态。因此,它也被称为“边界元法 (Randelement - Methode)” (REM)。

鉴于这种情况,利用其描述几何形状简单和精度要求高的优点,边界元法特别适用于确定零部件表面上的缺口应力。其缺点是需要很长的计算时间和大容量的内存。从而,使结构 (物体) 的“简化”受到实质性的影响。

另外,关于边界元法现在已有足够多的文献描述。这里在 [L10] 中列出了其

中的一些代表。这些本身是高度面向应用的，但包含了很多关于此方法基础知识的说明文献。

边界元法的起源可以合理地解释在基本可解情况下梁的弯曲 y 。解弯曲梁已知微分方程 $y''''(x) = q(x)/EI$ 可以转换成积分方程：

$$y(x) = \frac{1}{EI} \int_0^l G(x, \xi) q \xi d\xi$$

式中， G 是格林函数； q 为载荷函数。格林函数或影响函数可以满足微分方程和梁上点 ξ 相对于单位力 $F(\xi) = 1$ 的边界条件。基于 G 可以直接得到任何载荷函数 q 的解。

复杂结构（物体）的格林函数一般是未知的。格林函数用来从已知的一点或任何其他点上作用的单位力而得到任何位置上有效的解（在这里为变形）。无限延伸的盘、板、壳等的常见已知解可以包含物体内部确切的有效性。现在简单地假定，结构（物体）是从无限延伸中切出的一部分。通过逐点适配积分形式的基本方程边界条件可以得出对表面的有效解。

通过等价变形功结合引入实际载荷可替代为单位力，应用“Betti 定理”来确定出整个区域和边界的影响函数，这非常容易理解，因此在这里不再进行详细的推导。由此产生的数值方程，一方面可以将单位力引入 k 个节点中的每一个节点，并且可应用“Betti 定理”，从而可以用同样的方法进一步引入单位力矩。这样就为 $2k$ 个未知数创建了 $2k$ 个方程。为了在结构（物体）边界上进行数值积分，还必须引入单元函数。

附录 F 关于“模态模型”（模态分析）

通过许多自由度描述结构运动的方程是彼此耦合的。这使方程的求解变得非常复杂，即它需要花费很多计算时间成本，并可能导致数值的不准确^[11]。然而，方程存在着解耦的可能性。以这种方式产生的独立方程，在解每一个方程时都可以完全独立于其他方程。这种方法基于振动结构的“模态模型”：

振动结构的运动方程为

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{\dot{x}\} + [C]\{x\} = \{F(t)\}$$

$[M]$ 质量矩阵	$\{\ddot{x}\}$ 振动加速度向量
$[K]$ 阻尼矩阵	$\{\dot{x}\}$ 振动速度向量
$[C]$ 刚度矩阵	$\{x\}$ 振幅向量
	$\{F(t)\}$ 外力向量（激励）

质量涉及 n 个耦合方程。索引数为 k 。

从下面的方程组中可以得出无阻尼系统的固有频率 ω_k ：

$$|[C] - \omega^2[M]| = 0$$

然后通过如下方程可确定特征向量 $\{x_k\}$ ：

$$([C] - \omega_k^2[M])\{x_k\} = 0$$

特征向量 $\{x_k\}$ 描述了固有频率 ω_k 相关的振型。如果固有频率和特征向量已确定, 则可以进行如下的变换^[11]:

$$\{x\} = [X]\{y\}, \{\dot{x}\} = [X]\{\dot{y}\}, \{\ddot{x}\} = [X]\{\ddot{y}\}$$

式中, $[X]$ 是特征向量 $\{x_k\}$ ($1 \leq k \leq n$) 的矩阵, 即, $n \times n$ 矩阵。同时, 将阻尼矩阵设定为 $[K] = 0$ 。上述无阻尼结构的运动方程为

$$[M][X]\{\ddot{y}\} + [C][X]\{\dot{y}\} = \{F(t)\}$$

因为 $[X]^T [M] [X]$ 和 $[X]^T [C] [X]$ 的乘积为一个“对角线”矩阵, 所以在其乘以转置矩阵 $[X]^T$ 后, 最终可以得出一个解耦方程:

$$[X]^T [M] [X] \{\ddot{y}\} + [X]^T [C] [X] \{\dot{y}\} = [X]^T \{F(t)\}$$

那么, 第 k 个模态激励的解耦方程就为

$$m_k^* \ddot{y}_k + c_k^* \dot{y}_k = F_k^*(t)$$

$$m_k^* = \{x_k\}^T [M] \{x_k\}$$

$$c_k^* = \{x_k\}^T [C] \{x_k\}$$

$$F_k^* = \{x_k\}^T \{F(t)\}$$

式中, y_k 被称为主坐标或“模态”坐标, 它是从其运动学上的直接意义中抽象出的; m_k^* 是广义的或者“模态”质量; c_k^* 为广义的或者“模态”刚度; F_k^* 为广义的或者“模态”力, 这些都可以激励“模态”单质平衡器的振动。振动结构的“模态模型”可以转化为若干个在结构固有频率下振动且相互独立的单质平衡器。

到目前为止一直都没有考虑阻尼。为了确保方程的解耦, 现在必须为其通过以下方法引入阻尼^[11]:

$$[K] = \alpha[M] + \beta[C]$$

从 $[X]^T [K] [X]$ 中可以得出阻尼常数 F_k^* , 并由此可通过“模态”阻尼得出单个特征模态相关的振动方程:

$$m_k^* \ddot{y}_k + k_k^* \dot{y}_k + c_k^* y_k = F_k^*(t)$$

除以 m_k^* 最终可得出以下变换:

$$\ddot{y}_k + 2D_k \omega_k \dot{y}_k + \omega_k^2 y_k = F_k(t)$$

式中, $D_k = k_k^* / (2m_k^* \omega_k)$ 是 $(2D_k \omega_k = \alpha + \beta \omega_k^2)$ 和 $F_k(t) = F_k^*(t) / m_k^*$ 的“模态”阻尼比。根据上述变换现在可以从特征向量 $[X]$ 矩阵和已知向量 $\{y(t)\}$ 中计算出解向量 $\{x(t)\}$ 。最终, 可以根据以下规则来计算结构点 $x_i(t)$ 的位移 (坐标):

$$x_i(t) = \sum_{k=1}^n x_{ik} y_k(t)$$

其中, x_{ik} 是特征向量矩阵的单元。

“模态”模型的优点在于, 对于受迫振动, 可以无须矩阵运算而相当简单地计算出每个频域中关注的共振。

参 考 文 献

(按专业领域分类)

[A. .] 序言，发动机机械力学与热力学的分界

- [A1] *Braess, H.-H.*: Berechnung, Konstruktion und Versuch: zunehmende Partnerschaft auch in der Automobiltechnik. VDI-Tagung Berechnung im Automobilbau (Fellbach 1984). In: VDI-Berichte Nr. 537 (1984)
- [A2] *Seifert, H.*: 20 Jahre erfolgreiche Entwicklung des Programmsystems PROMO. In: MTZ 51 (1990), Nr. 11
- [A3] *Stanski, U.; Melcher, Th.; Berthold, J.*: Rechnergestützte Ladungswechselauslegung. In: MTZ 46 (1985), Nr. 12
- [A4] *Urlaub, A.*: Verbrennungsmotoren. Band 2: Vefahrenstheorie. Berlin: Springer, 1989
- [A5] *Seifert, H.*: Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Berlin: Springer, 1962
- [A6] *Woschni, G.*: Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotorkreisprozessen. In: MTZ 26 (1965), Nr. 11
- [A7] *Görg, K. A.; Brüner, Th.; Franzke, E.; Polke, H. R.*: Ladungswechselrechnung im CAE-Konzept. In: MTZ 51 (1990), Nr. 9
- [A8] *Brandstätter, W.; Killmann, I.*: Computersimulation der Strömung, Gemischbildung und Verbrennung in Motoren. In: MTZ 49 (1988), Nr. 5
- [A9] *Amsden, A. A.; Ramshaw, J. D.; O'Rourke, P. J.; Dukowicz, J. K.*: KIVA: A Computer Program for Two- and Three-Dimensional Fluid Flows with Chemical Reactions and Fuel Sprays. In: Los Alamos National Lab. (USA), LA-10245-MS (1985)
- [A10] *Amsden, A. A.; Butler, T. D.; O'Rourke, P. J.; Ramshaw, J. D.*: KIVA: A Comprehensive Model for 2D- and 3D-Engine Simulations. In: SAE Technical Paper Series 850554
- [A11] *Ahmadi-Befru, B.*: Assessment of Variants of the κ - ε -Turbulence Model for Engine Flow Applications. Energy Sources Technology Conference and Exhibition (Dallas/Tex. 1987). In: ASME 87-FE-11
- [A12] *Ahmadi-Befru, B.; Brandstätter, W.; Pitcher, G.; Troger, Ch.; Wigley, G.*: Simulationsmodell zur Berechnung der Luftbewegung in Zylindern von Verbrennungsmotoren. In: MTZ 51 (1990), Nr. 10
- [A13] *Fischer, H.; Melcher, Th.*: Mehrdimensionale Verbrennungsrechnung: ein Werkzeug für die Brennrumentwicklung. In: MTZ 50 (1989), Nr. 4
- [A14] *Grill, M.*: Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren. Stuttgart, Universität, Diss., 2006 (http://elib.uni-stuttgart.de/opus/doku/lic_mit_pod.php)
- [A15] *Barba, Ch.*: Erarbeitung von Verbrennungskennwerten aus Indizierdaten zur verbesserten Prognose und rechnerischen Simulation des Verbrennungsablaufs bei Pkw-DE-Dieselmotoren mit Common-Rail-Einspritzung. Zürich, Eidgenössische Technische Hochschule (ETH), Diss., 2001
- [A16] *Velji, Amin (Hrsg.)*: Der Konflikt zwischen Thermodynamik und Mechanik in der Motorenentwicklung. Renningen: Expert, 2006 (Haus der Technik Fachbuch)
- [A17] *Johansson, R. J.*: Globale Antriebssysteme – Die Strategie von GM. 27. Internationales Wiener Motorsymposium, 27.–28. April 2006. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 622. Düsseldorf: VDI, 2006

[B .] 发动机设计准则

- [B1] Heywood, J. B.: Internal Combustion Engine Fundamentals. London: McGraw Hill, 1989
- [B2] Kraemer, O.; Jungbluth, G.: Bau und Berechnung von Verbrennungsmotoren: Hubkolben- und Rotationskolbenmotoren. Berlin: Springer, 1983
- [B3] List, H.; Pischinger, A. (Hrsg.): Die Verbrennungskraftmaschine. Bd. 1 bis 8. Wien: Springer. – Teilweise Neuauflage unter der Bezeichnung „Neue Folge“
- [B4] Schmidt, F. A. F.: Verbrennungskraftmaschinen. 4. Auflage. Berlin: Springer, 1967
- [B5] = [I3]
- [B6] Mollenhauer, K.; Tschöke, H. (Hrsg.): Handbuch Dieselmotoren. 3. neu bearbeitete Auflage. Berlin; Heidelberg; New York: Springer, 2007
- [B7] Derndinger, H.-O.; Ritter, H.: Über den Einfluss des Hubbohrungsverhältnisses. In: MTZ 27 (1966), Nr. 8
- [B8] Schellmann, K.; Gleiter, F.; Steinhäuser, D.-G.: Optimierung der Brennraumgeometrie von Vierventil-Ottomotoren. In: MTZ 50 (1989), Nr. 9
- [B9] Sivers, R. v.; Pilgrim, R.: Schwingungstechnisch-akustische Maßnahmen bei der Entwicklung des Porsche-944-Motors. In: ATZ 83 (1981), Nr. 1
- [B10] Kolbenschmidt AG: E-gvo-005. Neckarsulm: Kolbenschmidt. – Interner Entwicklungsbericht
- [B11] Kolbenschmidt AG: Konstruktion für Ottokolben. Neckarsulm: Kolbenschmidt. – Interne Hausnorm HNK40
- [B12] Kolbenschmidt AG: KS-Handbuch: Technisches Handbuch der Kolbenschmidt AG. Band 1, Heft 3, Kap. 2: Gestaltung des Kolbens. Neckarsulm: Kolbenschmidt, 1987
- [B13] Mahle GmbH: Mahle Kolbenkunde: Technisches Handbuch. Stuttgart: Mahle, ca. 1984/1985
- [B14] Bronstein, I. N.; Semendjajew, K. A.: Taschenbuch der Mathematik. Zürich: Harri Deutsch, 1969
- [B15] Piech, F.: 3 Liter/100 km im Jahr 2000? ATZ 94 (1992), Nr. 1

[C .] 连杆与活塞

- [C1] KS X20R – Hochbelastbarer bleifreier Stahl-Messing-Verbundwerkstoff mit Sputterlaufschrift für Haupt- und Pleuellager (G-X20R A/IX/f);
KS X20T – Bleifreier Stahl-Messing-Verbundwerkstoff mit Sputterlaufschrift für höchstbelastete Gleitlager (G-X20T A/IX/f);
KS X20 – Hochbelastbarer, bleifreier Stahl-Messing-Verbundwerkstoff für Pleuellbuchsen (G-X20 A/IX/f)
Firmenschriften der KS Gleitlager GmbH, D-68789 St. Leon-Rot
- [C2] Pischinger, F.: Verbrennungsmotoren. Band 1. 9. Auflage. Aachen: Lehrstuhl für angewandte Thermodynamik RWTH Aachen, 1988. – Vorlesungsumdruck
- [C3] Haehnel, M.: Getrennt mit einem Schlag. Pleuel kontrolliert brechen. In: Ind.-Anz. (1992), Nr. 13
- [C4] Brox, W.; Fischer, A.; Hofmann, R.; Rech, H.; Schlott, H.; Ziermann, P.: Die neuen BMW V8-Motoren. In: MTZ 53 (1992), Nr. 5
- [C5] Depp, J. Ch.; Ilia, E.; Hähnel, M.: Neue hochfeste Werkstoffe für sintergeschmiedete Pleuelstangen. In: MTZ 66 (2005), Nr. 4
- [C6] Spangenberg, S. et al.: Massenreduzierung an Bauteilen des Kurbeltriebs – Pleuel im Fokus. In: MTZ 67 (2006), Nr. 4
- [C7] Zima, S.: Kurbeltriebe – Konstruktion, Berechnung und Erprobung von den Anfängen bis heute. Braunschweig; Wiesbaden: Vieweg, 1998 (ATZ / MTZ-Fachbuch)
- [C8] Lang, O. R.: Triebwerke schnell laufender Verbrennungsmotoren: Grundlagen zur Berechnung und Konstruktion. Berlin: Springer, 1966
- [C9] Indra, F.; Tholl, M.: Der 3,0 l Opel-Rennmotor für die Internationale Deutsche Tourenwagenmeisterschaft. In: MTZ 52 (1991), Nr. 9

- [C10] *Dubbel*: Taschenbuch für den Maschinenbau. Band 1. 13. Auflage. Berlin: Springer, 1970. – S. 802
- [C11] *Grotewohl, A.*: Auslegung von dauerhaltbaren, gestalt- und kostenoptimierten Pleuellagerverschraubungen. In: *Automobil-Industrie* 33 (1988), Nr. 3
- [C12] *Urlaub, A.*: Verbrennungsmotoren. Band 3: Konstruktion. Berlin: Springer, 1989
- [C13] *Leipholz, H.*: Festigkeitslehre für den Konstrukteur. Berlin: Springer, 1969 (*Kollmann, K.* (Hrsg.): Konstruktionsbücher Band 25)
- [C14] *Huber, R.*: Festigkeitsuntersuchungen an Pleuelstangen für einen schnell laufenden Leichtdieselmotor. In: *SDP-Technik* (1987). – Steyr-Daimler-Puch-Firmenschrift
- [C15] *Knoll, G. et al.*: Ölbedarf von Grund- und Pleuellagern – Simulationstechniken und experimentelle Validierung. In: *MTZ* 67 (2006), Nr. 9
- [C16] *Seiffert, U.; Scharnhorst, Th.*: Die Bedeutung von Berechnungen und Simulationen für den Automobilbau. Teil 2. In: *ATZ* 91 (1989), Nr. 5
- [C17] *Peter, W.*: Berechnung im Automobilbau. In: *ATZ* 90 (1988), Nr. 6
- [C18] *Shenoy, P. S.*: Dynamic Load Analysis and Optimization of Connecting Rod. University of Toledo, Ohio (USA), MSc Mech. Eng. Thesis, 2004
- [C19] *Shenoy, P. S.; Fatemi, A.*: Connecting Rod Optimization for Weight and Cost Reduction. SAE Technical Papers 2005-01-0987
- [C20] *Schönrock, A.; Rulfs, H.; Vötter, M.*: Festigkeitsanalyse der Pleuelstange eines mittelschnell laufenden Dieselmotors. In: *MTZ* 52 (1991), Nr. 1
- [C21] *Thomala, W.*: Erläuterungen zur Richtlinie VDI 2230 Blatt 1 (1986): Bsp. Pkw-Pleuelverschraubung. In: *VDI-Z Band 128* (1986), Nr. 12
- [C22] Norm VDI 2230 (VDI-Richtlinie). Systematische Berechnung hoch beanspruchter Schraubenverbindungen. Berlin: Beuth, 1986, Neufassung vom Februar 2003
- [C23] *Grotewohl, A.*: Auslegung der Schraubenverbindungen im Automobilbau und deren Einfluss auf den Montagevorgang. Teil 1: Zentrische Montage und zentrische Betriebskrafteinleitung in eine Schraubenverbindung. In: *Automobil-Industrie* 30 (1985), Nr. 3
- [C24] *Grotewohl, A.*: Auslegung der Schraubenverbindungen im Automobilbau und deren Einfluss auf den Montagevorgang. Teil 2: Exzentrische Montage und exzentrische Betriebskrafteinleitung in eine Schraubenverbindung. In: *Automobil-Industrie* 30 (1985), Nr. 4
- [C25] *Grotewohl, A.*: Auslegung der Schraubenverbindungen im Automobilbau und deren Einfluss auf den Montagevorgang. Teil 3: Kraftschlüssig belastete Schraubenverbindungen Ausführungsbeispiele des Automobilbaues. In: *Automobil-Industrie* 30 (1985), Nr. 5
- [C26] *Grotewohl, A.*: Analyse der Großserienmontage von Schraubenverbindungen. In: *Automobil-Industrie* 35 (1990), Nr. 5
- [C27] *Jende, S.; Knackstedt, R.*: Warum Dehnschrauben? Definition, Wirkungsweise, Aufgaben, Gestaltung. In: *VDI-Z Band 128* (1986), Nr. 12
- [C28] *Yamada, K.*: The Development of One Liter Motor Cycle Engines. In: SAE Technical Paper Series 891800
- [C29] *Zima, S.*: Motorkolben – Bauarten, Betrieb, Schäden. Wiesbaden: Vieweg, 2005 (*ATZ / MTZ-Fachbuch*)
- [C30] *Kolbenschmidt AG*: KS-Handbuch: Technisches Handbuch der Kolbenschmidt AG. Band 1, Heft 3, Kap. 1: Grundlagen. Neckarsulm: Kolbenschmidt, 1987
- [C31] = [B12]
- [C32] = [B13]
- [C33] *Krüger, H.*: Sechszylindermotoren mit kleinem V-Winkel. In: *MTZ* 51 (1990), Nr. 10
- [C34] *Kolbenschmidt AG*: KS-Handbuch: Technisches Handbuch der Kolbenschmidt AG. Band 1, Heft 3, Kap. 3: Kolbenbauarten. Neckarsulm: Kolbenschmidt, 1987
- [C35] *LiteKS®* – Kolbentechnologie für Hochleistungs-Pkw-Ottomotoren. Firmenschrift der KS Kolbenschmidt GmbH, D-74172 Neckarsulm
- [C36] Kolbentechnologie für Pkw-Dieselmotoren – Bestens gekühlt für zukünftige Herausforderungen. Firmenschrift der KS Kolbenschmidt GmbH, D-74172 Neckarsulm
- [C37] *Dörnenburg, T. H. et al.*: Hoch belastete Aluminiumkolben. Werkstoffe. Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 01/2007

- [C38] *Ullrich, M.; Scharp, R.*: Nutzfahrzeugkolben für erhöhte mechanische und thermische Belastungen. In: MTZ 68 (2007), Nr. 6
- [C39] *Kortas, J.*: Vom Aluminium- zum Stahlgroßkolben bei Nkw und Schiffen. In: MTZ 66 (2005), Nr. 11
- [C40] *Bach, M. et al.*: Audi 4,0 V8 TDI – Der erste Dieselmotor der neuen Audi-V-Motorenbaureihe, Teil 1: Konstruktion und Mechanik. In: MTZ 64 (2003), Nr. 9
- [C41] *Sander, W.; Schoeckle, S.*: Design and Fatigue Life Evaluation of Pistons for High BMEP Diesel Engines. In: SAE Technical Paper Series 790 857
- [C42] *Schlaefke, K.*: Zur Berechnung von Kolbenbolzen. In: MTZ 1 (1940), Nr. 4
- [C43] *Kuhm, M.*: Das Problem des Kolbenbolzens im Kurbeltrieb. Tl. 1: Anschauung und Berechnungsgrundlagen; Tl. 2: Folgerungen und Kritik. In: MTZ 25 (1964), Nr. 2; MTZ 25 (1964), Nr. 6
- [C44] *Sander, W.; Bordt, M.; Strasser, E.*: Hochbelastbare Kolben für Nutzfahrzeugdieselmotoren. In: *Kolbenschmidt AG: 75 Jahre Kolbenschmidt*. Neckarsulm: Kolbenschmidt, 1985
- [C45] *Sander, W.; Kelm, W.*: Formgedrehte Bohrungen zur Bolzenlagerung hoch belasteter Kolben. In: MTZ 42 (1981), Nr. 10
- [C46] *Iguchi, H.*: Weight Reduction of Engine Parts for Motorcycles. In: SAE Technical Paper Series 871187
- [C47] *Reipert, P.; Moebus, H.*: Beitrag zur Berechnung der Naben von Kolben. In: *Kolbenschmidt AG: 75 Jahre Kolbenschmidt*. Neckarsulm: Kolbenschmidt, 1985
- [C48] *Smith, A. V.; Steward, S. G.*: The Design of Lightweight Reciprocating Components for a New Family of High Speed Motorcycle Engines. In: SAE Technical Paper Series 910344
- [C49] *Kolbenschmidt AG*: KS-Handbuch: Technisches Handbuch der Kolbenschmidt AG. Band 1, Heft 8: Werkstoffe für Motorenbauteile. Neckarsulm: Kolbenschmidt, 1987
- [C50] *Mix, W.*: Kolbenbolzensicherungen unter dem Einfluss von Massenkräften. In: KS-Dienst Nr. 11/12
- [C51] *Tschöke, H. E.*: Beitrag zur Berechnung der Kolbensekundärbewegung in Verbrennungsmotoren. Stuttgart, Universität, Diss., 1981
- [C52] *Essers, U.*: Messtechnische Untersuchung der Kolbenquerbewegung an Verbrennungsmotoren. Aachen, RWTH Aachen, Habil-Schr., 1969
- [C53] *Chucholowski, C.; Woschni, G.; Zeilinger, K.*: Simulationsrechnung der Kolbensekundärbewegung. In: MTZ 48 (1987), Nr. 4
- [C54] *Kolbenschmidt AG*: KS-Handbuch: Technisches Handbuch der Kolbenschmidt AG. Band 1, Heft 9: Kolbenberechnung. Neckarsulm: Kolbenschmidt, 1987
- [C55] *Essig, G.*: KS-Entwicklungs- und Problemlösungskapazitäten“. In: *Kolbenschmidt AG: 75 Jahre Kolbenschmidt*. Neckarsulm: Kolbenschmidt, 1985
- [C56] *Wacker, E.; Strecker, E.; Sarsten, A.; Haaland, E.*: Finite Element-Programme zur Berechnung von Brennraumbauteilen. In: MTZ 32 (1971), Nr. 8
- [C57] = [C41]
- [C58] *Reipert, P.; Moebus, H.; Schellmann, K.*: Computer Design of a Steel-Nodular Cast Iron Piston Capable of Withstanding High Loads for Application in Mid-Speed Diesel Engines. 15. CIMAC-Kongress (Paris 1983)
- [C59] *Keribar, R.; Morel, T.; Blumberg, P. N.*: Coupled Methodology for Thermal Shock Calculations in I.C. Engines. In: SAE Technical Paper Series 865038
- [C60] *Basshuysen, R. van ; Steinwart, J.; Stähle, H.; Bauder, A.*: Audi Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung. Teil 2. In: MTZ 50 (1989), Nr. 12
- [C61] *Ebel, R.*: Untersuchungen an einem Leichtbaukolben für Pkw-Motoren. In: MTZ 51 (1990), Nr. 1
- [C62] *Link, M.*: Vorausberechnung der thermischen Bauteilbelastung bei geänderten Motorbetriebsbedingungen. FVV-Kolloquium Der heutige Stand der Berechnungsmethoden zum Arbeitsverfahren des Verbrennungsmotors (Frankfurt 1974). In: FVV-Heft R 256 (1974)
- [C63] *Woschni, G.*: Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren. In: MTZ 31 (1970), Nr. 12
- [C64] *Hosokawa, T.; Tsukada, H.; Maeda, Y.; Nakakubo, T.; Nakada, M.*: Development of Computer Aided Engineering for Piston Design. In: SAE Technical Paper Series 890775

[D .] 活塞环

- [D1] *Betz, G.; Zellbeck, H.*: Untersuchungen zur Reibleistung der Kolbengruppe. In: MTZ 47 (1986), Nr. 10
- [D2] *FEDERAL MOGUL / GOETZE* Kolbenringhandbuch. Ausgabe 04/2003. FEDERAL-MOGUL Burscheid GmbH, D-51399 Burscheid
- [D3] *TRW Thompson GmbH*: Handbuch. 6. Auflage. Barsinghausen: TRW Thompson, 1983. – heute SPT
- [D4] *Jakobs, R.*: Ein Beitrag zum Funktionsverhalten von negativ vertwistenden Minutenringen in der 2. Nut von Fahrzeugdieselmotoren. In: *Goetze AG*: Goetze Dichtungsentwicklung: 100 Jahre Erfahrung. Burscheid: Goetze. – Drucksache Nr. 893460-07/87 ; heute AE Goetze
- [D5] *Mierbach, A.*: Die Twistwinkel des L-förmigen Kolbenringes. In: MTZ 36 (1975), Nr. 4
- [D6] *Knoll, G.; Lechtape-Grüter, R.; Peeken, H.*: Berechnung der Reibungskräfte an Kolbenringen und Ringpaketen bei hydrodynamischer Flüssigkeitsreibung und bei Mischreibung unter Berücksichtigung der Kolbenringdynamik. Arbeitsfortschrittsbericht. In: FVV-Heft R 450 (1988)
- [D7] *Furuhashi, S.; Hiruma, M.; Tsuzita, M.*: Piston Ring Motion and Its Influence on Engine Tribology. In: SAE Technical Paper Series 790860
- [D8] *Neumann, P.; Rau, N.; Hübner, G.*: Bestimmung der Radialdruckverteilung an Kolbenringen. In: MTZ 48 (1987), Nr. 11
- [D9] = [C13]
- [D10] *Mierbach, A.; Mittler, R.*: Einfluss der Auslegung von Kolbenringen auf das Formfüllvermögen in thermisch und mechanisch hoch beanspruchten Motoren. In: MTZ 67 (2006), Nr. 1
- [D11] *Mey, H.*: Unerwünschte plastische Verformung des Kolbenringes. In: MTZ 49 (1988), Nr. 3
- [D12] *Kornprobst, H.; Woschni, G.; Zeilinger, K.*: Simulation des Verhaltens von Kolbenringen im Motorbetrieb. Teil 2. In: MTZ 50 (1989), Nr. 12
- [D13] *Iskra, A.*: Schmierverhältnisse in der Baugruppe Kolbenring-Zylinder bei begrenzter Schmierung der Zylinderwand. In: MTZ 47 (1986), Nr. 7/8
- [D14] *Hannschöck, N.*: Zur Tribologie des Kolbenringes. In: MTZ 46 (1985), Nr. 12
- [D15] *Jakobs, R.*: Zur Reibleistung der Kolbenringe bei Pkw-Ottomotoren. Burscheid: Goetze (Fachschrift K34; heute AE-Goetze). – auch in: MTZ 49 (1988), Nr. 7/8
- [D16] *Gardner, T. P.; Henein, N. A.*: Diesel Starting: A Mathematical Model. In: SAE Technical Paper Series 880426
- [D17] *Furuhashi, S.; Takiguchi, M.; Tomizawa, K.*: Effect of Piston and Piston Ring Designs on the Piston Friction Forces in Diesel Engines. In: SAE Technical Paper Series 810977
- [D18] *Tang-Wei Kuo ; Sellnau, M. C.; Theobald, M. A.; Jones, J. D.*: Calculation of Flow in the Piston-Cylinder-Ring Crevices of a Homogeneous Charge Engine and Comparison with Experiment. In: SAE Technical Paper Series 890838
- [D19] = [C54]
- [D20] *Seiler, F.*: Entwicklung eines Programmsystems zur Berechnung der Kolbenringbewegung in radialer und axialer Richtung. Karlsruhe, TH, Dipl.-Arb., 1984
- [D21] *Kempf, M.*: Programmsystem zur Berechnung der Kolbenringbewegung. Karlsruhe, TH, Dipl.-Arb., 1986
- [D22] *Morsbach, M.*: Einfluss der axialen Höhe von Kolbenringen auf deren Funktionsverhalten. In: MTZ 43 (1982), Nr. 7/8
- [D23] *Eweis, M.*: Reibungs- und Undichtigkeitsverluste an Kolbenringen. In: VDI Forschungsheft Nr. 371 (1935)
- [D24] *Layer, A.*: Theorie des Gleitlagers bei Vollschröierung. Bern: Verlag „Technische Rundschau“ Hallwag, 1967 (Blaue TR-Reihe Heft 46)
- [D25] *Richez, M. F.; Constans, B.; Winquist, K.*: Theoretical and Experimental Study of Ring-Linear-Friction. In: Proc. of 9th Leeds-Lyon Symp. on Tribology 1982
- [D26] *Patir, N.; Cheng, H. S.*: An Average Flow Model for Determining Effects of Three Dimensional Roughness and Partial Hydrodynamic Lubrication. In: ASME ... (?) (1978), pp. 12–17
- [D27] *Patir, N.; Cheng, H. S.*: Application of Average Flow Model to Lubrication between Rough Sliding Surfaces. In: ASME ... (?) (1979), pp. 220–229

[E .] 曲轴

- [E1] *Maaß, H.*: Gesichtspunkte zur Berechnung von Kurbelwellen. In: MTZ 30 (1969), Nr. 4
- [E2] *Kritzer, R.*: Mechanik, Beanspruchungen und Dauerbruchsicherheit der Kurbelwellen schnell laufender Dieselmotoren. In: Konstruktion 13 (1961), Nr. 11 und 12
- [E3] *Maaß, H.*: Die Gestaltfestigkeit von Kurbelwellen, insbesondere nach den Forderungen der Klassifikationsgesellschaften. In: MTZ 25 (1964), Nr. 10
- [E4] *Kritzer, R.*: Die dynamische Festigkeitsberechnung der Kurbelwelle. In: Konstruktion 10 (1958), Nr. 7
- [E5] *Donath, G.*: Vorschlag einer Auslegungsvorschrift für Kurbelwellen. Tl. 1. In: MTZ 45 (1984), Nr. 9 – Bericht aus einer Arbeit des CIMAC
- [E6] *Donath, G.; Seidemann, H.*: Auslegung von Dieselmotoren-Kurbelwellen.: Vergleich gemessener und gerechneter Spannungen. Teil 2. In: MTZ 48 (1987), Nr. 11
- [E7] *Hafner, K. E.*: Zur Berechnung der Torsion von Kurbelwellen von Kolbenmaschinen mit Hilfe elektronischer Rechenanlagen. In: MTZ 25 (1964), Nr. 10
- [E8] *Naundorf, H.; Rothe, V.; Ziese, J.*: Einflüsse auf die Festigkeit von Stahlkurbelwellen für Personewagenmotoren. In: MTZ 37 (1976), Nr. 5
- [E9] = [C8]
- [E10] = [B6]
- [E11] = [I3]
- [E12] *Maaß, H.*: Die Formziffer α und ihre Anwendung bei kombinierter Beanspruchung der Kurbelwelle. In: MTZ 28 (1967), Nr. 2
- [E13] *Lang, O. R.*: Formzahlen von Kurbelwellen. In: MTZ 29 (1968), Nr. 3
- [E14] *Pfender, M.; Amedick, E.; Sonntag, G.*: Einfluss der Formgebung auf die Spannungsverteilung in Kurbelwellenkröpfungen. In: MTZ 27 (1966), Nr. 6
- [E15] *Finkelnburg, H. H.*: Spannungszustände in der festgewalzten Oberfläche von Kurbelwellen. In: MTZ 37 (1976), Nr. 9
- [E16] *Kritzer, R.*: Zur Berechnung der Formzahlen von Kurbelwellen. In: MTZ 23 (1962), Nr. 12. – Interpretation von: *Lejkin, A. S.*: Stress Concentration in Crankshaft Fillets. In: Russian Engineering Journal (1960), Nr. 5
- [E17] *Arai, J.*: The Bending Stress Concentration Factor of Solid Crankshaft. In: Bulletin of ISME No. 31 (1965) Vol. 8
- [E18] *Hoshino, J.; Arai, J.*: Strength Analysis of Diesel Engine Crankshaft. 6. Shipping- and Shipbuilding Conference 1966
- [E19] *Eberhard, A.*: Einfluss der Formgebung auf die Spannungsverteilung von Kurbelkröpfungen, insbesondere von solchen mit Längsbohrungen. In: Forschungsbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. (FVV) Heft 130 (1972)
- [E20] *Eberhard, A.*: Einfluss der Formgebung auf die Spannungsverteilung von Kurbelkröpfungen mit Längsbohrungen. Teil 1 ; Teil 2. In: MTZ 34 (1973), Nr. 7 ; MTZ 34 (1973), Nr. 9
- [E21] = [C12]
- [E22] IACS (International Association of Classifications Societies) (1986): M53 Calculation of Crankshafts of I.C. Engines. IACS Requirements
- [E23] *Zenner, H.; Donath, G.*: Dauerfestigkeit von Kurbelwellen: Ein neues Berechnungsverfahren unter besonderer Berücksichtigung der Baugröße. In: MTZ 38 (1977), Nr. 2
- [E24] *Zenner, H.*: Studie über den Einfluss der Baugröße auf die Dauerfestigkeit von Kurbelwellen. In: Forschungsbericht der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. (FVV) Heft 199 (1976)
- [E25] *Wellinger, K.; Dietmann, K. H.*: Festigkeitsberechnung: Grundlagen und technische Anwendungen. Stuttgart: Körner, 1969
- [E26] *Maaß, H.*: Betrachtungen zur Gestaltfestigkeit von Kurbelwellen. Teil 2: Berechnungsmethoden. In: MTZ 31 (1970), Nr. 7
- [E27] *Petersen, C.*: Die Gestaltfestigkeit von Bauteilen. In: VDI-Z Band 94 (1952)

- [E28] *Maaß, H.*: Betrachtungen zur Gestaltfestigkeit von Kurbelwellen. Teil 3: Berechnungsvorschlag zur Bauteilfestigkeit der Kurbelwelle. In: MTZ 31 (1970), Nr. 12
 - [E29] *Maaß, H.*: Betrachtungen zur Gestaltfestigkeit von Kurbelwellen. In: MTZ 31 (1970), Nr. 2
 - [E30] *Albrecht, K.-H.*; *Emanuel H.*; *Junk, H.*: Optimierung von Kurbelwellen aus Gusseisen mit Kugelgraphit. In: MTZ 47 (1986), Nr. 7/8
 - [E31] *Svoboda, M.*; *Bauer, W.*: Berechnung von Spannungen in den Hohlkehlen von Pkw-Kurbelwellen mit der Boundary-Element-Methode (BEM). In: MTZ 47 (1986), Nr. 3
 - [E32] *Bartels, M.*; *Ruschlau, B.*: PROBE Neue p-Version der Finite-Element-Methode. In: ATZ 92 (1990), Nr. 9
 - [E33] *Chang, N.*; *Chung, S. B.*: Computer Program for the Optimal Design of Crankshaft. In: SAE Technical Paper Series 871224
 - [E34] *Georgens, G.*; *Strauss, A.*; *Willmann, M.*: Der neue Turbodieselmotor mit Direkteinspritzung und 1,9 l Hubraum. In: MTZ 53 (1992), Nr. 3
 - [E35] *Payer, E.*: Nichtlineare transiente Spannungsberechnung von Kurbelwellen. In: MTZ 55 (1994), Nr. 2
 - [E36] *Fiedler, A. G.*; *Gschweilt E.*: Neues Berechnungsverfahren zeigt vorhandene Reserven bei der Kurbelwellenfestigkeit. In: MTZ 59 (1998), Nr. 3
 - [E37] *Rasser, W.*; *Resch, T.*; *Priebsch, H. H.*: Berechnung der gekoppelten Axial-, Biege- und Torsionsschwingungen von Kurbelwellen und der auftretenden Spannungen. In: MTZ 61 (2000), Nr. 10
 - [E38] *Resch, T. et al.*: Verwendung von Mehrkörperdynamik zur Kurbelwellenauslegung in der Konzeptphase. In: MTZ 65 (2004), Nr. 11
 - [E39] *Ortjohann, T.*; *Rebbert, M.*; *Maasen, F.*; *Robers, M.*: Kurbelwellensimulation. In: MTZ 67 (2006), Nr. 5
 - [E40] *Ilzhöfer, B.*; *Kuchar, P.*; *Wersching, R.*: Schnittlasten aus der dynamischen 3D-Kurbelwellenberechnung. In: MTZ 68 (2007), Nr. 07/08
 - [E41] = [I56]
 - [E42] *Träbing, C.*: Optimierung transienter Berechnungen der Motordynamik durch Interfacemoden und modale Spannungen. Kassel, Universität, Diss., 2003
 - [E43] *Gaier, C.*; *Dannbauer, H.*: Ein effizientes kritisches Schnittebenenverfahren für duktile, semi-duktiler und spröde Werkstoffe. (http://www.femfat.com/ftp/papers/2006/01_Planneralm.pdf)
- [F .] 气缸体曲轴箱
- [F1] *Flierl, R.*, (Hrsg.): Konzeption, werkstoffgerechte Gestaltung und Festigkeitsnachweis für ein Magnesium-Hybrid-Zylinderkurbelgehäuse. Diss. Joachim Doerr, Kaiserslautern 2005
 - [F2] *Arai, T.*: Major Engine Components Made by Various Aluminium Casting Techniques. In: Aluminium + Automobil. Düsseldorf: Aluminium Verlag, 1998
 - [F3] *Köhler, E.*: Umdruck zur Vorlesung „Konstruktion und Berechnung von Kolbenmaschinen“, IMS, Lehrstuhl für Kolbenmaschinen, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
 - [F4] *Flierl, R.*: Patent Nr. DE 10112132.6
 - [F5] BMW AG München: BMW 6-Zylinder-Ottomotor mit VALVETRONIC – Magnesium-Aluminium-Verbund-Kurbelgehäuse, Presseabteilung 06/2004
 - [F6] *Schmillen, K.*; *Schwaderlapp, M.*; *Spessert, B.*: Verbesserung des akustischen Verhaltens von Motorblöcken. In: MTZ 53 (1992), Nr. 4
 - [F7] *Flierl, R.*: Umdruck zur Vorlesung Verbrennungsmotoren, Technische Universität Kaiserslautern
 - [F8] *Albrecht, K.-H.*; *Emanuel, H.*; *Junk, H.*: Moderne Grauguss-Zylinderkurbelgehäuse. In: MTZ 46 (1985), Nr. 10
 - [F9] = [C9]
 - [F10] = [E34]
 - [F11] *Fischer, A.*; *Gaede, G.*; *Göschel, B.*; *Schlott, H.*; *Tischer, J.*: Der neue BMW-12-Zylinder-Motor mit 5 l Hubraum, Teil 1. In: MTZ 48 (1987), Nr. 9

- [F12] *Hadler, J. et al.*: Der neue 5-Zylinder 2,5l-TDI Pumpedüse-Dieselmotor von Volkswagen. Aachener Kolloquium „Fahrzeug- und Motorentechnik“, 07.-09. Oktober, 2002, Aachen
- [F13] *Maier, K.*: Beschichtung von Zylinderlaufflächen und Kolben. In: VDI-Berichte Nr. 866 (1990)
- [F14] *Wacker, E.*: Unbewehrte Aluminium-Zylinder für Verbrennungsmotoren. In MTZ 34 (1973), Nr. 2
- [F15] *Wacker, E.; Dorsch, H.*: ALUSIL-Zylinder und FERROCOAT-Kolben für den Porsche-Motor 911. In: MTZ 35 (1974), Nr. 2
- [F16] *Hofmann, H.-H.; Schellmann, K.; Wacker, E.*: Aluminium 390 Alloy Engine Blocks: Design and Manufacturing. In: SAE Technical Paper Series 830007
- [F17] *Hofmann, H.; Köhler, E.*: 15 Jahre KS-Erfahrung mit ALUSIL-Motorblöcken. In: Kolbenschmidt AG: 75 Jahre Kolbenschmidt. Neckarsulm: Kolbenschmidt, 1985
- [F18] *Köhler, E.; Hofmann, K.; Niehues, J.; Sick, G.*: Kurzbauende, leichte Closed-deck-Aluminium-Kurbelgehäuse für Großserien. In: ATZ/MTZ-Sonderheft Fertigungstechnik '92
- [F19] *Ebisawa, M.; Hara, T.; Hayashi, T.; Ushio, H.*: Production Process of Metal Matrix Composites (MMC) Engine Block. In: SAE Technical Paper Series 910835
- [F20] = [C4]
- [F21] *Anisits, F.; Hiemesch, O.; Kratochwill, H.; Mundorff, F.*: Der neue BMW Sechszylinder-Dieselmotor. Teil 1. In: MTZ 52 (1991), Nr. 10
- [F22] = [B15]
- [F23] *Seungkuh, L.; Kikuchi, N.*: Model Analysis of a Diesel Engine Cylinder Block Using HEXA8 Finite Elements: Analysis and Experiment. In: SAE Technical Paper Series 881853
- [F24] *Angoy, C. H.; Tunnah, R. J.*: The Use of Finite Element Techniques in Structural Assessment of a Radically New Small Engine. In: Auto-Tech 89 399/25, 1989 High Tech: New Engine IMechE Seminar Papers
- [F25] *Brandstetter, W.; Finch, J.; Hirsch, W.*: Die neue DOHC-16-Ventil-Motorenbaureihe von Ford. Teil 1: Projektierung Grundmotor. In: MTZ 53 (1992), Nr. 2
- [F26] *Atzorn, H.-H.; Stamerjohanns, P.*: Berechnung des Schwingungs- und Akustikverhaltens eines Dieselmotors. Haus der Technik e.V. (Veranst.): Tagung Verbrennungsmotoren-Akustik (Essen 1993)
- [F27] *Brandstetter, W.; Lawrence, P. J.; Hansen, J.*: Die Dieselmotoren-Familie mit 1,8 l Hubraum von Ford. In: MTZ 52 (1991), Nr. 9, S. 434 f.
- [F28] *Vorberger, G.; Flierl, R.; Hirschfelder, K.*: Berechnungsmethoden in der Motorenentwicklung. In: Automobil-Industrie 35 (1990), Nr. 6
- [F29] = [C63]
- [F30] = [C12]
- [F31] *Fersen, O. v.*: Schichtwechsel. Moderne Motoren: Rover K-Reihe. In: mot Technik (1989), Nr. 26
- [F32] *Karner, J.*: Die nachziehfrie Zylinderkopf-Verspannung. In: MTZ 41 (1980), Nr. 3
- [F33] *Lönne, K.*: Das Goetze-Zylinderverzugsmesssystem und Möglichkeiten zur Reduzierung der Zylinderverzüge. In: Goetze AG: Goetze Dichtungsentwicklung: 100 Jahre Erfahrung. Burscheid: Goetze. – Drucksache Nr. 893460-07/87; heute AE-Goetze
- [F34] = [D2]
- [F35] *Banks, T. J.; Lacy, D. J.*: The Application of Analysis to Piston Ring Performance. IMechE-Paper C375/003 1989 Combustion Engine: Reduction of Friction and Wear, IMechE Conf. Proc. 1989-9
- [F36] = [C2]
- [F37] *Zürner, H.-J.; Schibalski, W.; Müller, H.*: Kavitation und Korrosion an Zylindern von Dieselmotoren. In: MTZ 49 (1988), Nr. 9
- [F38] *Anonym*: La cavitation des chemises humides sur les moteurs Diesel. In : Rev. Tech. Diesel (1989) 155D
- [F39] *Bennigsen, G. v.*: Verminderung von Laufbuchsenverzügen an Kolbenmotoren durch Gestaltung der Einfassungsbördel an Flachdichtungen. In: MTZ 29 (1968), Nr. 8
- [F40] *Kunz, A.*: Formelsammlung. Essen: Verlag technisch-wissenschaftliche Schriften, 1981. – Hrsg.: VGB Technische Vereinigung der Großkraftwerksbetreiber e.V. VGB Kraftwerkstechnik GmbH
- [F41] *Doehler-Jarvis*: Unveröffentlichte Messergebnisse Toledo/Ohio, USA: Doehler-Jarvis

- [F42] Karl Schmidt GmbH: KS Technisches Handbuch. Neckarsulm: Karl Schmidt GmbH, 1967. – heute Kolbenschmidt Pierburg AG
- [F43] Zürner, H.: Gestaltung von Zylinderlaufbuchsen und Kolben in Fahrzeugmotoren. In: ATZ 73 (1971), Nr. 4
- [F44] Holzmann, G.; Meyer, H.; Schumpich, G.: Technische Mechanik. Teil 3: Festigkeitslehre. Stuttgart: Teubner, 1990
- [F45] = [C13]

- [G. .] 气缸盖
- [G1] = [C4]
- [G2] = [I3]
- [G3] Lehner, F.; Walther, G.: Die konstruktive Auslegung der neuen BMW Vierventilmotoren. In: Automobil-Industrie 35 (1990), Nr. 3
- [G4] Lückert, P. et al.: Power Pack. ATZ- / MTZ-Sonderausgabe DaimlerChrysler SLK-Klasse – Motoren
- [G5] Knirsch, S.; Ambos, E.; Todte, M.: Werkstoff- und Verfahrensentwicklung für Zylinderköpfe von hochbelasteten Verbrennungsmotoren. In: MTZ 65 (2004), Nr. 4
- [G6] James, E. F.; Jacques, R. L.; Marsh, R. A.; Brooks, P. J.: The Northstar DOHC V-8 Engine for Cadillac. In: SAE Technical Paper Series 920671
- [G7] Auszug aus Konstruktionsunterlagen der KS Aluminium-Technologie AG, Neckarsulm, für einen Vierventil-Zylinderkopf eines 1,4 l Vierzylinder-Ottomotors
- [G8] Boulouchos, K.; Hannoschöck, N.: Der Wärmetransport zwischen Arbeitsmedium und Brennraumwand. In: MTZ 47 (1986), Nr. 9
- [G9] Woschni, G.: Beitrag zum Problem des Wärmeübergangs im Verbrennungsmotor. In: MTZ 26 (1965), Nr. 4
- [G10] = [C63]
- [G11] Zapf, H.: Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt-dieselmotor. In: MTZ 30 (1969), Nr. 12
- [G12] Woschni, G.: Experimentelle Untersuchung des Wärmeflusses in Kolben und Zylinderbüchse eines schnell laufenden Dieselmotors. In: MTZ 39 (1978), Nr. 12
- [G13] Woschni, G.; Fieger, J.: Auswertung gemessener Temperaturfelder zur Bestimmung örtlicher Wärmeübergangskoeffizienten am Kolben eines schnell laufenden Dieselmotors. In: MTZ 40 (1979), Nr. 4
- [G14] Fieger, J.: Experimentelle Untersuchung des Wärmeübergangs beim Ottomotor. München, TU, Diss., 1981
- [G15] Woschni, G.; Fieger, J.: Experimentelle Bestimmung des örtlich gemittelten Wärmeübergangskoeffizienten im Ottomotor. In: MTZ 42 (1981), Nr. 6
- [G16] Woschni, G.: Wärmeübergang und Brennverlauf im Ottomotor. In: FVV Heft R391 (1980)
- [G17] = [C2]
- [G18] Woschni, G.: Wärmeübergang und Brennverlauf im Ottomotor. In: FVV Heft R326 (1978)
- [G19] Basshuysen, R. van; Schäfer, F.: <http://www.Motorlexikon.de>, „Einlasskanal Dieselmotor“ → „Drallzahl“
- [G20] Imabeppu, S.; Hirano, Y.; Shimono, H.: An Analysis of Heat Release to Coolant in the Cylinder Head. In: JSAE Rev. 11 (1990), Nr. 3
- [G21] Pivec, R.; Sams, Th.; Wimmer, A.: Wärmeübergang im Ein- und Auslasssystem. In: MTZ 59 (1998), Nr. 10
- [G22] Trapy, J.: Ansatz für den gaseitigen Wärmeübergangskoeffizienten bei Ottomotoren unter Berücksichtigung klopfender Verbrennung. RWTH Aachen (Veranst.); SLA (Veranst.); VDI-GfT (Veranst.): Tagung Der Fahrzeug-Ottomotor unter neuen europäischen Randbedingungen (Aachen 1985). – Kurzfassung in: MTZ 47 (1986), Nr. 4
- [G23] Eilts, P.: Zur Baugrößenabhängigkeit der Wandwärmeverluste von Verbrennungsmotoren. In: MTZ 51 (1990), Nr. 7/8

- [G24] *Pohlmann, H.*: Berechnung der örtlichen und zeitlichen Verteilung der Wärmestromdichte im Kolbenmotor. In: MTZ 50 (1989), Nr. 2
- [G25] *Yang, J.; Pierce, P.; Martin, J. K.; Foster, D. E.*: Heat Transfer Predictions and Experiments in a Motored Engine. In: SAE Technical Paper Series 881314
- [G26] *Morel, T.; Rackmil, C. I.; Keribar, R.; Jennings, M. J.*: Model for Heat Transfer and Combustion in Spark Ignited Engines and its Comparison with Experiments. In: SAE Technical Paper Series 880198
- [G27] *Petutschnig, H. et al.*: Rechnerische Abbildung des Temperaturfelds in Zylinderköpfen moderner Dieselmotoren. In: MTZ 63 (2002), Nr. 12
- [G28] *Steinparzer, F. et al.*: Neuer Vierzylinder-Dieselmotor von BMW mit Common-Rail-Einspritzung. In: MTZ 62 (2001), Nr. 11
- [G29] *Nagayoshi, T.; Kodaira, T.*: Analysis of Thermal Fatigue Cracks in Cylinder Heads. In: JSAE Rev. 14 (1993), Nr. 2
- [G30] *Brandstetter, W.; Bostock, Ph.; Hansen, J.*: Die neuen Dieselmotoren mit 2,5 l Hubraum für den Ford Transit. In: MTZ 53 (1992), Nr. 5
- [G31] *Hüttner, Th.; Duckworth, R.*: Der präzisionsgekühlte Zylinderkopf von Cosworth. In: MTZ 57 (1996), Nr. 11
- [G32] *Sunayama, N.*: Heat Transfer/Thermal Analysis for Cylinder Head. In: SAE Technical Paper Series 910301
- [G33] *Iwashita, Y.; Kanda, M.; Kartagiri, H.; Yokoi, Y.*: Improvement of Coolant Flow for Reducing Knock. In: Auto-Tech 89 C399/6, 1989 Engine Cooling Technology IMechE Seminar Papers
- [G34] *Kulkarni, A. V.*: New Generation Small Block V8 Engine. In: SAE Technical Paper Series 920673
- [G35] *Dorenkamp, R. et al.*: Die Dieselmotoren im neuen Passat: Hoher Komfort – geringe Emissionen. VW Passat. Sonderausgabe von ATZ und MTZ, 04/2005
- [G36] = [F42]
- [G37] = [C49]
- [G38] *Weiss, F.; Fuchs, H. A.*: Niederdruckgießen von Zylinderköpfen und Zylinderblöcken. In: Gießerei-Praxis (1990), Nr. 8
- [G39] *Chuimert, R.; Garat, M.*: Aluminium Casting Alloy for Highly Stressed Diesel Cylinder Heads. In: Aluminium + Automobil. Düsseldorf: Aluminium Verlag, 1988
- [G40] = [C9]
- [G41] *Endres, H.; Wurms, R.; Neusser, H. J.*: Verbrauchs- und Emissionsminderung bei Mehrventil-Ottomotoren durch Anwendung von Drall und „Tumble“. 3. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen 1991
- [G42] *Gebhard, P. et al.*: Neue Generation der kleinen Ottomotoren-Baureihe für Opel Corsa, Agila und Astra. In: MTZ 65 (2004), Nr. 3
- [G43] *Lückert, P. et al.*: Der neue V6-Ottomotor M272 von Mercedes-Benz. In: MTZ 65 (2004), Nr. 6
- [G44] *Brandstetter, W.; Wallbrück, B.; Sweet, T.; Hansen, J.*: Der 2,0 l 16V Motor für den neuen Ford Escort RS 2000. In: MTZ 52 (1991), Nr. 10
- [G45] *Bauder, R. et al.*: Audi 4,0 V8-TDI – Der erste Dieselmotor der neuen Audi-V-Motorenbaureihe, Teil 2 : Thermodynamik und Applikation. MTZ 64 (2003) Nr. 10
- [G46] *Bach, M. et al.*: Der neue V8-TDI-Motor von Audi – Teil I: Vorentwicklung und Berechnung. ATZ-/MTZ-Sonderausgabe 10 Jahre TDI / Der neue V8 TDI
- [G47] *Eidenböck et al.*: Zylinderkopf in Ventilvertechnik für den BMW DI-Dieselmotor. In: MTZ 59 (1998), Nr. 6
- [G48] *Lawrence, P. et al.*: Die neuen Duratorq-Dieselmotoren mit Direkteinspritzung im Ford Transit. In: MTZ 61 (2000), Nr. 1
- [G49] Interdisciplinary Engine Development from the Initial Concept through Production Release. Firmenschrift der FEV Motorentechnik GmbH & Co. KG, D-52078 Aachen
- [G50] *Seifert, H.*: 20 Jahre erfolgreiche Entwicklung des Programmsystems PROMO. In: MTZ 51 (1990), Nr. 11
- [G51] = [A3]

- [G52] *Seifert, H.*: Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in Rohrleitungssystemen von Mehrzylindermotoren. In: MTZ 33 (1972), Nr. 11
 - [G53] *Seifert, H.*: Die Analyse instationärer Strömungsvorgänge in Saugrohren von Mehrzylinder-Vergasermotoren. In: MTZ 39 (1978), Nr. 1
 - [G54] = [A4]
 - [G55] *Stromberg, H. J.*: Berechnung von Ladungswechsel und Kreisprozess eines Verbrennungsmotors unter Berücksichtigung der instationären Strömungsvorgänge in den angeschlossenen Rohrleitungen. FVV-Kolloquium Der heutige Stand der Berechnungsmethoden zum Arbeitsverfahren des Verbrennungsmotors (1974). In: FVV Heft R256 (1974)
 - [G56] = [F27]
 - [G57] *Danckert, H.; Wersching, R.; Schöckle, S.*: 3-dimensionale Berechnung der Wasserströmung in einem Zylinderkopf. In: Automobil-Industrie 35 (1990), Nr. 5
 - [G58] *Riedler, M.; Minichmayr, R.; Eichlseder, W.*: Thermomechanische Ermüdung am Zylinderkopf. Thermische Einflüsse auf Werkstoffe, 5. Juli 2005, Burg Oberkapfenberg (A) (http://www.sfg.at/termine/docs/1460_Vortrag_Riedler.pdf)
 - [G59] *Winter, G. et al.*: Cast Iron versus Aluminium Cylinder Head Materials: Their Properties Concerning Thermo-Mechanical Fatigue. 22nd DANUBIA-ADRIA Symposium on Experimental Methods in Solid Mechanics, September 28 - October 1, 2005, Monticelli Terme / Parma, Italy
 - [G60] FEMFAT NEWSLETTER – FEMFAT HEAT Sehitoglu. Spring Edition 2006, S. 2–3
 - [G61] *Niemann, G.; Winter, H.; Höhn, B.-R.*: Maschinenelemente – Band 1: Konstruktion und Berechnung von Verbindungen, Lagern und Wellen. 4. Auflage, Berlin: Springer, 2005
 - [G62] *Trampert, S. et al.*: Reduzierte Entwicklungszeiten durch Anwendung programmgesteuerter Strukturoptimierung bei der Simulation von Verbrennungsmotoren. Schrift der FEV Motorentechnik GmbH bzw. FE-Design GmbH. www.fe-design.de/.../publikationen/publikationen2006/06-09-25_VPC_Strukturopt_Verbrennungsmot_FEV-FED.pdf
- [H. .] 气缸垫
- [H1] *Fleischer, E.*: Die Zylinderkopfdichtung in der Patentliteratur. Teil I - III. In: MTZ 48 (1987), Nr. 3, Nr. 9 und Nr. 12
 - [H2] *Schwenkel, W.*: Ferrolastik 470: ein Werkstoff für nachziehfreie Zylinderkopfverspannungen. In: ATZ 82 (1980), Nr. 7/8
 - [H3] *Gronle, H.; Wagenplast, D.*: Asbestfreier Dichtungswerkstoff mit neuer Konzeption. In: MTZ 49 (1988), Nr. 5
 - [H4] = [F32]
 - [H5] *Golombek, Ch.*: Zylinderkopfdichtung mit Breitstopper verringert Kontaktpressung. In: MTZ 64 (2003), Nr. 11
 - [H6] *Ludwig, J. et al.*: Die neue Technologie für Mehrlagen-Stahl-Zylinderkopfdichtungen. In: MTZ 62 (2001), Nr. 10
 - [H7] *Weiße, A.*: REINZ-Retall MLS-Zylinderkopfdichtungen für höchste Verbrennungsdrücke. In: Sonderausgabe von MTZ: 60 Jahre MTZ
 - [H8] *Eißler, G.*: Neue Zylinderkopfdichtung mit integrierter Dichtspaltsensorik. In: MTZ 60 (1999), Nr. 3
 - [H9] *Popielas, F.*: FEM als Tool zur Auslegung von Mehrlagenstahl (MLS)-Dichtungen. In: Sonderausgabe von ATZ und MTZ: System Partners 98 (1998), S. 94 f.
 - [H10] *Popielas, F.; Quick, L.; Weiße, A.*: Optimierung funktionsrelevanter Eigenschaften von Mehrlagen-Stahl-Zylinderkopfdichtungen für neue Motorkonstruktionen. In: MTZ 60 (1999), Nr. 3
 - [H11] *Cierocki, K.; Ermert, Th.*: Topografischer Stopper für Zylinderkopfdichtungen. In: MTZ 64 (2003), Nr. 1
 - [H12] Titelthema: Dichtungstechnik – Neue Dichtungstechnik für neue Motoren (Elring Klinger GmbH, D-72575 Dettingen). In: MTZ 59 (1998), Nr. 5
 - [H13] *Cierocki, K. et al.*: Neuartige Einlagen-Stahl-Zylinderkopfdichtung. In: MTZ 59 (1998), Nr. 5

- [H14] *Hirsch, V.; Schneider, E.; Weiß, R.*: Numerische Berechnungen für Dichtungen und Bauteile. In: MTZ 65 (2004), Nr. 10
- [H15] *Cierocki, K.; Hilgert, Ch.*: Dichtung mit nur einer Lage. In: Automobil-Entwicklung, Mai 1998
- [H16] *Gasch, M.; Schwarzer, R.; Heilig, M.*: Neues Zylinderkopfdichtungskonzept für den Sechszylinder-Twin-Turbo-Ottomotor von BMW. In: MTZ 68 (2007), Nr. 1
- [H17] *Ludwig, J. et al.*: Zylinderkopfdichtungen für neue Al-Mg-Kombibauweise von BMW-Ottomotoren. In: MTZ 65 (2004), Nr. 12
- [H18] *Schneider, J. et al.*: Funktionserweiterung von Zylinderkopfdichtungen – Weiterentwicklungen beim Wellenstopper. In: MTZ 64 (2003), Nr. 10
- [H19] *Eckert, D.*: Dichtungstechnologie – kreative und innovative Entwicklungsleistungen für Meilensteine im Motorenbau. In: Sonderausgabe von MTZ: 60 Jahre MTZ

[I.] 气门, 气门机构, 曲柄机构

- [I1] *Flierl, R.*: Verbrennungsmotoren. Vorlesungsumdruck TU Kaiserslautern
- [I2] *Walzer, P.; Panagiotis, A.; Heinrich, H.; Schumacher, V.*: Variable Steuerzeiten und variable Verdichtung beim Ottomotor. In: MTZ 47 (1986), Nr. 1
- [I3] *Basshuysen, R. van; Schäfer, F. (Hrsg.)*: Handbuch Verbrennungsmotoren; Vieweg Verlag, 1. Auflage, Braunschweig/Wiesbaden 2002
- [I4] *Pöhls, A.*: Untersuchung eines Verfahrens zur gesteuerten Abgasrückführung bei Ottomotoren. Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 458. Düsseldorf: VDI Verlag 2001
- [I5] *Hosaka, T.; Hamazaki, M.*: Development of the Variable Valve timing and Lift (VTEC) Engine for the Honda NSX. In: SAE Technical Paper Series 910 008
- [I6] *Kronich, A.*: Methodik zur Entwicklung eines vollvariablen Ventiltriebs. Dissertation Technische Universität Kaiserslautern, Kaiserslautern 2005
- [I7] *Spicher, U.*: Verbrennungsmotoren A und B. Vorlesungsumdrucke TH Karlsruhe
- [I8] *Bach, E.*: Thermodynamische Modellierung realer Prozesse von Verbrennungsmotoren. Vorlesungsumdruck Hochschule für Technik und Wirtschaft Dresden (FH)
- [I9] *Seifert, H.*: Instationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Berlin: Springer Verlag, 1962
- [I10] *Vibe, I. I.*: Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren. Berlin: VEB Verlag Technik, 1970
- [I11] *Pischinger, R.; Kraßnig, G.; Taucar, G.; Sams, Th.*: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. Wien: Springer Verlag, 1989
- [I12] *Urlaub, A.*: Verbrennungsmotoren. Berlin: Springer Verlag, 2. Auflage, 1994
- [I13] *Bensinger, W.-D.*: Die Steuerung des Gaswechsels in schnelllaufenden Verbrennungsmotoren. Berlin: Springer, 1968 (*Kollmann, K. (Hrsg.)*): Konstruktionsbücher Band 16
- [I14] *Aoi, K.; Nomura, K.; Matsuzaka, H.*: Optimization of Multi-Valve, Four Cycle Engine Design: The Benefit of Five-Valve Technology. In: SAE: Technical Paper Series 860032
- [I15] *Lohr, F.*: Die Kraftfahrzeugmotoren der Zukunft. In: Automobil-Industrie 34 (1982), Nr. 2
- [I16] *Moser, F. X.*: Kriterien und Potential der Vier-Ventil-Technik bei Nutzfahrzeug-Dieselmotoren. In: MTZ 50 (1989), Nr. 6
- [I17] *Pischinger, F.*: Verbrennungsmotoren, Band 1. 9. Auflage. Aachen: Lehrstuhl für angewandte Thermodynamik RWTH Aachen, 1988. – Vorlesungsumdruck
- [I18] *TRW Thompson GmbH*: Handbuch. 6. Auflage. Barsinghausen: TRW Thompson, 1983. – heute SPT
- [I19] *Kawasaki, M.; Takase, K.; Kato, S.; Nakagawa, M.; Mori, M.*: Development of Engine Valve Seats Directly Deposited onto Aluminum Cylinder Head by Laser Cladding Process. In: SAE Technical Paper Serie 920571
- [I20] [C12]
- [I21] *Kurz, D.*: Entwurf und Berechnung ruckfreier Nocken. In: ATZ 56 (1954), Nr. 11

- [122] *Oppermann, G.; Häntsch, H.; Schubert, R.*: Ventildfederauslegung an schnelllaufenden Verbrennungsmotoren. In: MTZ 53 (1992), Nr. 12
- [123] *Atsugi Unisia Corporation. Atsugi/Japan*: Atsugi Unisia Corporation, 1989. - Produktinformation
- [124] *Maekawa, K.; Ohsawa, N.; Akasaka, A.*: Development of a Valve Timing Control System. In: SAE Technical Paper Series 890680
- [125] *Grohn, M.; Wolf, K.*: Variable Steuerzeiten der neuen Mercedes-Benz Vierventilmotoren. In: MTZ 50 (1989), Nr. 7/8
- [126] *Gray, C.*: A Review of Variable Engine Valve Timing. In: SAE Technical Paper Series 880386
- [127] *Hannibal, W.; Knecht, A.; Stephan, W.*: Nockenwellenverstellungen für Ottomotoren. Die Bibliothek der Technik, Band 247 (2002). Landsberg am Lech: verlag moderne industrie.
- [128] *Römmel, A.; Ihlemann A.; Haas, M.; Solfrank, P.; Jäckel, M.; Bretting, W.; Geiger, U.*: Ventiltriebssysteme für Verbrennungsmotoren. Die Bibliothek der Technik, Band 249 (2003). Landsberg am Lech: verlag moderne industrie.
- [129] *Lancefield, T. M.; Gayler, R. J.; Chattopadhyay, A.*: The Practical Application and Effects of a Variable Event Valve Timing System. In: SAE Technical Paper Series 930825
- [130] *Fersen, O. v.*: Verwandlungskünstler. Moderne Ventiltechnik: Variable Steuerzeiten. In: mot-Technik (1991), Nr. 2
- [131] *Hannibal, W.; Flierl, R.; Stiegler, L.; Meyer, R.*: Overview of current continuously variable valve lift systems for four-stroke spark-ignition engines and the criteria for their design ratings. SAE Paper 2004-01-1263, Detroit 2004
- [132] *Unger, H.*: VALVETRONIC. Bibliothek der Technik, Band 263 (2004). Landsberg am Lech: verlag moderne industrie.
- [133] *Grebe, U.*: Weiterentwicklung des Ottomotors, Vorlesung TU Wien, Wien 2005
- [134] *Maerky, C.; Nicole, E.; Dulac A.*: JCAE SVA Electromagnetic Valve Actuation. In: *Pischinger, S. (Hrsg.): Variable Ventilsteuerung – Ein Verfahren zur Reduzierung von Kraftstoffverbrauch und Emissionen.* Renningen: expert Verlag 2002
- [135] *Koch, A.; Kramer W.; Warnecke, V.*: Die Systemkomponenten eines elektromechanischen Ventiltriebs. 20. Internationales Wiener Motorensymposium. Wien 1999
- [136] *Haas, E.; Reichweger, J.*: Messtechnische und rechnerische Untersuchung am Ventiltrieb von Lkw-Motoren. VDI-Tagung Berechnung im Automobilbau, Fellbach 1984. In: VDI-Berichte Nr. 537 (1984)
- [137] *Schamel, A.; Meyer, J.; Philips, P.*: Rechnerische Simulation des dynamischen Verhaltens von modernen Ventiltrieben. In: VDI Berichte Nr. 699 (1988)
- [138] *Lacy, D. J.*: Computers in Analysis Techniques for Reciprocating Engine Design. In: Inst. Mech. Eng. (1987) C14/87
- [139] *Seidlitz, S.*: Valve Train Dynamics : a Computer Study. In: SAE Technical Paper Series 089620
- [140] *Brandstetter, W.; Finch, J.; Hirsch, W.*: Die neue DOHC-16Ventil-Motorenbaureihe von Ford. Teil 1: Projektierung Grundmotor. In: MTZ 53 (1992), Nr. 2
- [141] *Arnold, M.; Roß, J.; Speckens, F.-W.*: Analyse und Optimierung von Ventil- und Steuertrieben in Verbrennungsmotoren. In: MTZ 54 (1993), Nr. 3
- [142] *Mohr, M.*: Dynamische Optimierung eines mechanisch vollvariablen Ventiltriebs mittels Mehrkörper-simulation. Diplomarbeit Technische Universität Kaiserslautern, Kaiserslautern 2005
- [143] *Budack, R.; Kuhl, R.; Trost, W.; Poida, R.*: Vorteile auslassseitiger Ventiltriebsvariabilitäten beim Turbomotor. Tagung: Variable Ventilsteuerung, Haus der Technik, Essen 2009
- [144] *Flierl, R.; Schmitt, S.; Kleinert, G.; Esch, Hans-Joachim; Dismont, H.*: UniValve – ein vollvariables mechanisches Ventiltriebssystem für zukünftige Ottomotoren. In MTZ:
- [145] Internetquelle, Pressestelle BMW.
- [146] *Kühlbach, K.; Mehring, J.; Borrmann, D.; Friedfeld, R.*: Zylinderkopf mit integriertem Abgaskrümmter für Downsizing-Konzepte. In: MTZ 04 2009
- [147] *Flierl, R.; Schmitt, S.; Paulov, M.; Hannibal, W.; Kleinert, G.*: Comparative Investigation of Throttle-free Load Control on a 2.0 l Four Cylinder Turbocharged Gasoline Engine with Port and Direct Fuel Injection. International SAE World Congress, 2010, Detroit

- [148] Szengel, R.; Middendorf, H.; Voeltz, S.; Laumann, A.; Tilchner, L.; Theobald, J.; Etzrod, T.; Krebs, R.: Der TSI-Motor mit 90kW – Erweiterung der verbrauchsgünstigen Ottomotoren-Baureihe von Volkswagen. In: MTZ 07-08 2007
- [149] Volkswagen AG: Selbststudienprogramm 405 – der 1,4l-90kW-TSI Motor mit Turboaufladung
- [150] Lückert, P.; Kreitzmann, F.; Rehberger, A.; Bruchner, K.; Schwedler, K.; Ottenbacher, H.: Der neue 1,8l-Vierzylinder-Ottomotor von Mercedes-Benz. In: MTZ 2009-06
- [151] Krebs, R.; Szengel, R.; Middendorf, H.; Fließ, M.; Laumann, A.; Voeltz, S.: Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung und Doppelaufladung von Volkswagen. In: MTZ 2005-11
- [152] Flierl, R.; Paulov, M.; Schmitt, S.; Hannibal, W.; Spicher, U.; Sarikoc, F.: Potentiale des mechanisch voll variablen Ventiltriebs am aufgeladenen Ottomotor mit innerer und äußerer Gemischbildung. In: MTZ 2011-07
- [153] Flierl, R.; Schmitt, S.; Fuchs, T.: Kreisprozesssimulation von Ottomotoren mit drosselfreier Laststeuerung durch mechanisch vollvariablen Ventiltrieb. In: Simulation und Aufladung von Verbrennungsmotoren, Lechmann, A. (Hrsg.), Berlin: Springer, 2008
- [154] Klauer, N.; Klütting, M.; Steinparzer, F.; Kretschmer, J.: Innovative Aufladung, Variable Ventiltriebe und 8-Gang Getriebe – eine neue Generation von Antrieben. 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, 2009
- [155] Mastrangelo, G.; Micelli, D.; Sacco, D.: Extremes Downsizing durch den Zweizylinder-Ottomotor von Fiat. In: MTZ 2011-0
- [156] Maaß, H.; Klier, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. Wien: Springer, 1982
- [157] = [C8]
- [158] Wyczalek, F. A.: Generalized Balance of Inline, Vee and Opposed Pistons Engines. In: SAE Technical Paper Series 880418
- [159] Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau. 14. Auflage. Herausgeber: Beitz, W. und Küttner, K.-H. Berlin; Heidelberg; New York: Springer, 1981.
- [160] = [C9]
- [161] = [J22]
- [162] Krüger, H.: Massenausgleich durch Pleuelgegenmassen. In: MTZ 53 (1992), Nr. 12
- [163] = [C12]
- [164] Burow, G.: Ein Beitrag zum Massenausgleich von V-Maschinen mit niedrigen Zylinderzahlen. In: Dieselmotor-Nachrichten (1987), Nr. 1/2
- [165] Freyther, H. G.: Massenkräfte und Massenmomente bei V-Motoren in Abhängigkeit vom V-Winkel. In: MTZ 22 (1961), Nr. 12
- [166] Breitwieser, K.; Kemmann, H.; Weidner, H.; Zickwolff, E.: Der neue Opel-V6-Motor. In: MTZ 54 (1993), Nr. 3
- [167] Bayer, B.: Good Vibrations – Motorschwingungen. In: PS Motorrad-Zeitung (1988), Heft 1
- [168] Zima, S.: Kurbeltriebe: Konstruktion, Berechnung und Erprobung von den Anfängen bis heute. Braunschweig; Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn / Bertelsmann Fachinformation (ATZ-MTZ-Fachbuch), 1989
- [169] = [B15]
- [170] Thiemann, W.; Finkbeiner, H.; Brüggemann, H.: Der neue Common-Rail-Dieselmotor mit Direkteinspritzung für den smart – Teil I: Motorkonstruktion und mechanischer Aufbau. In: MTZ 60 (1999), Nr. 11
- [171] Hauk, F.; Dommes, W.: Der erste serienmäßige Reihen-Fünfzylinder-Ottomotor für Personenwagen: Eine Entwicklung der AUDI NSU. In: MTZ 78 (1976), Nr. 10
- [172] Schmidt, G.; Niggemeyer, H.: Sechszylinder in Reihen- oder V-Bauart – die optimale Motorisierung? In: MTZ 56 (1995), Nr. 5
- [173] Fersen, O. v.: Moderne Motoren: Honda V6. In: mot-Technik (1986), Heft 24
- [174] Kollmann, K.; Fortnagel, M.; Thom, R.; Wagner, W.-D.: Die neue V-Motorenbaureihe von Mercedes-Benz mit Dreiventiltechnik und Doppelzündung. In: MTZ 58 (1997), Nr. 6

- [175] *Bach, M.; Bauder, R.; Mikulic, L.; Pölzl, H.-W.; Stähle, H.*: Der neue V6-TDI-Motor von Audi mit Vierventiltechnik – Teil 1: Konstruktion. In: MTZ 58 (1997), Nr. 7/8
- [176] *Porsche Boxermotor-Kurbelwelle des 911 Carrera; Bild: Maschinenfabrik ALFING Kessler GmbH, 73413 Aalen-Wasseraalfingen*
- [177] = [C33]
- [178] *Aschoff, G.; Ebel, B.; Eissing, S.; Metzner, F.Th.*: Der neue V6-Vierventilmotor von Volkswagen. In: MTZ 60 (1999), Nr. 11
- [179] *Ebel, B.; Kirsch, U.; Metzner, F.Th.*: Der neue Fünfzylindermotor von Volkswagen – Teil 1: Konstruktion und Motormechanik. In: MTZ 59 (1998), Nr. 1
- [180] *Nefischer, P.; Steinparzer, F.; Stütz, W.*: Der Ladungswechsel des neuen BMW V8 Dieselmotors. In: 8. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen, 1999
- [181] *Marquard, R.; Helfried, S.*: AVL Spectros – Ein Motorenkonzept für Leichtbau und Modulbauweise. In: MTZ 61 (2000), Nr.2
- [182] *Entwicklungsgeschichte Zwölfzylinder BMW 750. Sonderdruck aus auto motor und sport, Heft 15/1987*
- [183] *Flierl, R.; Jooß, R.*: Ausgleichswellensystem für den BMW-Vierzylindermotor im neuen 316i und 318i. In: MTZ 60 (1999), Nr. 5
- [184] *Heuser, G.; Hügen, S.; Brohmer, A.; Warren, G. A.; Menne, R.J.*: Der neue Ford 2,3-l-Motor mit Ausgleichswellen. In: MTZ 58 (1997), Nr. 1
- [185] = [C2]
- [186] *Hofer, K.; Schedl, H.; Boom, J. v. d.*: Die Akustik des neuen V6-TDI-Motors im Audi A8. In: ATZ 99 (1997), Nr. 7/8
- [187] *Heuser, G.; Gerlach, S.; Graham, D.; Meurer, J.; Metz, H.*: Der 4,0-i-SOHC-Motor für den Ford Explorer. In: MTZ 58 (1997) Nr. 5
- [188] *Hafner, K. E.; Maaß, H.*: Die Verbrennungskraftmaschine. Bd. 4: Torsionsschwingungen in der Verbrennungskraftmaschine. Wien: Springer, 1985
- [189] *Benz, W.*: Die Erregung der Längsschwingungen von Kurbelwellen. In: MTZ 21 (1960), Nr. 8
- [190] *Biezeno, L.; Grammel, R.*: Technische Dynamik. 2. Auflage. Berlin: Springer, 1953
- [191] *Benz, W.*: Biegeschwingungen von Kurbelwellen, insbesondere bei schweren Schwungrädern. In: ATZ 37 (1935), Nr. 16
- [192] *Benz, W.*: Biegeschwingungen von mit einer Masse besetzten Wellen. In: MTZ 11 (1950), Nr. 3
- [193] *Kritzer, R.*: Die Biegeschwingungen der Kurbelwelle von Kolbenmaschinen mit Berücksichtigung der Kreiselwirkung des Schwungrads. In: MWM Nachrichten (1957), Nr. 1
- [194] = [J45]
- [195] = [E38]
- [196] = [E37]

[J. .] 发动机噪声

- [J1] *Essers, U.; Horch, E.-J.; Köhler, E.*: Geräusche von Kraftfahrzeugen: Stand 1985 und Zukunftsaussichten“. In: Technischer Fortschritt sichert die Zukunft. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1985
- [J2] *Norm ISO-Recommendation R362. – Ref. No.: ISO/R362-1964 (E)*
- [J3] *Flotho, A.; Spessert, B.*: Geräuschminderung an direkteinspritzenden Dieselmotoren. 1. Teil. In: Automobil-Industrie 33 (1988), Nr. 3
- [J4] *Liedl, W.; Hommel, R.; Kiessig, H.; Fischer, J.; Hühn, W.*: Entwicklung eines lärmarmen Baustellen-Lastkraftwagens. In: UBA-Forschungsbericht Nr. 105 05 118/01, Mai 1983
- [J5] *Brandl, F.*: Maßnahmen im Rahmen der Motor- und Fahrzeugakustik. In: AVL: Proceedings Motor und Umwelt. AVL, 1989

- [J6] Köhler, E.: Beitrag zur Erklärung des Reifenabrollgeräusches bei Nässe. Stuttgart, Universität, Diss., 1983
- [J7] Nachbar, K.; Tautenhahn, W.: Der neue Volkswagen Transporter / Caravelle. Teil 2. In: ATZ 92 (1990), Nr. 11
- [J8] Thien, G. E.: Geräuschquellen am Dieselmotor. In: VDI-Berichte 499 (1983)
- [J9] Herrmann, R.: Entstehung und Zusammensetzung des Motorgeräusches. In: Automobil-Industrie 32 (1987), Nr. 3
- [J10] Mahr, B.; Essers, U.: Einfluss der Verbrennung auf das Geräusch des direkteinspritzenden Dieselmotors. In: VDI Fortschrittsberichte Reihe 12 Nr. 140 (1989)
- [J11] Ziegler, G. u. a.: Reduzierung des Motorgeräusches von Kraftfahrzeugen durch maschinenakustische Maßnahmen. Band 3: Geräuschminderung an einem Pkw-Ottomotor. – Forschungsbericht TV 8052/9 (1983) des BMFT
- [J12] Föller, D.: Geräuscharme Maschinenteile: Untersuchung der Anregung von Körperschall in Maschinen und der Möglichkeit für eine primäre Lärmbekämpfung. In: Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. Heft 15 (1972)
- [J13] Bendat, J. S.; Piersol, A. G.: Random Data: Analysis and Measurement Procedures. New York: Wiley-Interscience, John Wiley & Sons, 1971
- [J14] Bendat, J. S.; Piersol, A. G.: Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis. New York: Wiley-Interscience, John Wiley & Sons, 1980
- [J15] Cooley, J. W.; Tuckey, J. W.: An Algorithm for the Machine Calculation of Complex Fourier Series. In: Math. Comp. 19 April 1965
- [J16] Heckl, M.; Müller, H. A.: Taschenbuch der Technischen Akustik. Berlin: Springer, 1975
- [J17] Ueberschär, D.; Grundmann, W.: Verminderung des Verbrennungsgeräusches durch Heißkühlung und Abgasrückführung. In: Automobil-Industrie 29 (1984), Nr. 3
- [J18] Croker, M. D.: Summary Report of Experimental Work on the RICARDO Crankcase Simulation Rigs. Part 1. In: DP 87/716
- [J19] Anderton, D.: Some Reflections on Automotive Engine Noise, Cooling and Turbocharging. Seminar (Stuttgart-Vaihingen 1984). In: Essers, U. (Hrsg.): Berichte aus den Instituten FKFS, ISVR und IVK, 1985
- [J20] Aistleitner, K.; Anisits, F.: Möglichkeiten der Geräuschreduktion bei Pkw-Dieselmotoren. In: VDI-Berichte Nr. 714 (1988)
- [J21] Köhler, E.: Überblick über die Forschungsarbeiten des FKFS auf dem Gebiet der Kfz-Geräuschbekämpfung. Seminar (Stuttgart-Vaihingen 1984). In: Essers, U. (Hrsg.): Berichte aus den Instituten FKFS, ISVR und IVK, 1985
- [J22] Ebbinghaus, W.; Müller, E.; Neyer, D.: Der neue 1,9-Liter-Dieselmotor von VW. In: MTZ 50 (1989), Nr. 12
- [J23] Okino, M.; Okada, K.; Abe, M.: ISUZU New 8.4 L Diesel Engine. In: SAE Technical Paper Series 850258
- [J24] Gaede, G.: Akustische Entwicklung des BMW-12-Zylinder-Motors. In: Automobil-Industrie 32 (1987), Nr. 6
- [J25] Kuroda, O.; Fujii, Y.: An Approach to Improve Engine Sound Quality. In: SAE Technical Paper Series 880083
- [J26] Anonym: Rigid Design Quiets 2.4-L Engine. In: Machine Design 61 (1989) No. 8
- [J27] Usuba, Y.; Kuzuoka, H.; Kamiya, N.: Low Noise Design for the Main Structural Parts of V6 Engines. In: Int. J. of Veh. Des. 10 (1989) No. 1
- [J28] Ide, S.; Uchida, T.; Ozawa, K.: Improvement of Engine Sound Quality by Use of a Flexible Flywheel. In: JSAE Review 10 (1989) No. 3
- [J29] = [E28]
- [J30] Kochanowski, H. A.; Haller, H.: Geräuschemission luftgeköhlter Fahrzeug-Dieselmotoren. FISITA (Veranst.): XVIII. Intern. Kongress (Hamburg 1980)
- [J31] = [I6]

- [J32] Schaberg, P. W.; Priede, T.; Dutkiewicz, R. K.: Effects of a Rapid Pressure Rise on Engine Vibration and Noise. SAE Technical Paper Series 900013
- [J33] Davey, P.: Combining High Tech Performance and Refinement in Gasoline Engines. In: Auto-Tech 89C399/7, 1989 Combustion, Emissions and Performance IMechE Seminar Papers
- [J34] Affenzeller, J.; Priebisch, H. H.; Rainer, G.: Einflüsse von Anbauteilen auf die dynamischen Kenngrößen von Motorblöcken. In: MTZ 45 (1984), Nr. 1
- [J35] = [F1]
- [J36] W. Schirmer u. a.: Lärmbekämpfung: Physikalische Grundlagen und praktische Maßnahmen der Lärmbekämpfung an Maschinen und in Produktionsanlagen. Berlin: Verlag Tribüne Berlin, 1984
- [J37] Oberg, H. J.; Punkt, D.; Fachbach, M. A.: Decoupled Engine for Exterior Noise Reduction in a Lower-Mid-Class Front-Wheel-Drive Passenger Car. In: SAE Technical Paper Series 870633
- [J38] Baker, J. M.: Bearing Impacts and Noise and Finite Element Modeling. Seminar (Stuttgart-Vaihingen 1984). In: Essers, U. (Hrsg.): Berichte aus den Instituten FKFS, ISVR und IVK, 1985
- [J39] Flotho, A.; Spessert, B.: Geräuschminderung an direkteinspritzenden Dieselmotoren. Teil 2. In: Automobil-Industrie 33 (1988), Nr. 5
- [J40] Cremer, L.; Heckl, M.: Körperschall: Physikalische Grundlagen und Technische Anwendungen. Berlin: Springer, 1967
- [J41] Rainer, G. Ph.; Gschweidl, E.; Hübl, H. P.: Einfluss von Konstruktionsvarianten auf das akustische Verhalten von Motoren. Haus der Technik (Veranst.): Tagung Verbrennungsmotorenakustik (Essen 1993)
- [J42] Essers, U.; Gutzmer, P.; Philipp, U.: Körperschallanregung in den Kurbelwellengrundlagern eines Verbrennungsmotors. In: FVV-Heft R424, 1982 ; FVV-Heft R428, 1983
- [J43] Essers, U.; Gutzmer, P.; Kuipers, G.: Geräuschanregung durch die Bewegung der Kurbelwelle in den Hauptlagern eines Ottomotors. – FISITA-Beitrag Nr. 845049 (1984)
- [J44] Brandl, F. K.; Affenzeller, J.; Thien, G. E.: Some Strategies to Meet Future Noise Regulations for Truck Engines. In: SAE Technical Paper Series 870950
- [J45] Priebisch, H.-H.; Affenzeller, J.; Gran, S.: Prediction Techniques for Stress and Vibration of Nonlinear Supported, Rotating Crankshafts. In: ASME, Development in Off-Highway-Engines, ICE Volume 18, Oct. 1992
- [J46] Shibuya, H.; Ishihama, M.; Kubozuka, T.: Improved Passenger Compartment Sound Quality of a Shell Shaped Power Plant Structure: an Analytical Study with Experimental and Vehicle Verification. In: IMechE Paper C420/034 1990 Quiet Revolutions: Powertrain and Vehicle Noise Refinements IMechE Conf. Proc
- [J47] Aoki, H.; Ishihama, M.; Kinoshita, A.: Effects of a Powerplant Vibration on Sound Quality in the Passenger Compartment during Acceleration. In: SAE Technical Paper Series 870955
- [J48] Raasch, I.: Schallabstrahlung von schwingenden Strukturen: Möglichkeiten der theoretischen Vorhersage der abgestrahlten Schalleistung. FEM-Kongress IKOSS, Baden-Baden 1982
- [J49] Dürr, W.: Körperschallminderung durch Einsatz der Finite-Element-Methode. In: VDI-Berichte Nr. 537 (1984)
- [J50] = [F20]
- [J51] Priede, T.; Ghazy, M. R.: Die Charakteristiken der erregenden Kräfte in Turboladernmotoren und ihr Einfluss auf Motorschwingungen und Geräusch. Seminar (Stuttgart-Vaihingen 1984). In: Essers, U. (Hrsg.): Berichte aus den Instituten FKFS, ISVR und IVK, 1985
- [J52] Schelkle, E.: Einsatz nichtlinearer Finite-Element-Methoden im Automobilbau. In: VDI-Berichte Nr. 537 (1984)
- [J53] Radaj, D.; Butenschön, H.-J.; Hempel, H.; Wiest H.: Finite Berechnungsverfahren für neue Fahrzeugtriebwerke. In: MTZ 52 (1991), Nr. 2
- [J54] Dieu, F.: Structural Optimization of a Vehicle Using Finite Element Techniques. In: SAE Technical Paper Series 885135

[K. .] 结论与展望

- [K1] *Mamai, K.; Goto, T.; Masuda, T.; Arai T.*: Present status and future direction of engine tribology at Nissan. In: Proceedings of the 17th Leeds-Lyon Symp. on Tribology 1991, Tribology Series Vol. 18

[L. .] 附件: FEM, FDM, BEM, Modal – 分析

- [L1] *Marsal, D.*: Die numerische Lösung partieller Differenzialgleichungen in Wissenschaft und Technik. Mannheim: Bibliographisches Institut/B.I.-Wissenschaftsverlag, 1976
- [L2] *Zienkiewicz, O. C.*: The Finite Element Method in Engineering Science. London: McGraw-Hill, 1971. – 2. erw. und überarb. Aufl. von The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics
- [L3] *Bathe, K. J.*: Finite Element Procedures in Engineering Analysis. Prentice-Hall, 1982
- [L4] *Kämmel, G.; Franek, H.; Recke, H.-G.*: Einführung in die Methode der finiten Elemente. 2. Auflage. München: Carl Hauser, 1990 (Studienbücher der technischen Wissenschaften)
- [L5] *Schwarz, H. R.*: Methode der finiten Elemente. 3. Auflage. Stuttgart: Teubner, 1991 (Teubner Studienbücher Mathematik)
- [L6] = [J52]
- [L7] = [J53]
- [L8] = [E32]
- [L9] = [F38]
- [L10] *Möhrmann, W.*: DBETSY: die Boundary Element Methode in der industriellen Berechnung. In: VDI-Berichte Nr. 537 (1984)
- [L11] *Krämer, E.*: Maschinendynamik. Berlin: Springer, 1984

内燃机先进技术译丛

内燃机学

内燃机设计

柴油机管理系统

内燃机系统建模与控制导论

该著作的最大特点是既能作为学习基础理论的教科书,也能成为工程设计研发人员的工具书。该著作对国际上先进的内燃机设计技术进行了详细的论述,尤其是曲柄连杆机构和配气机构设计方面的基础理论论述甚为透彻,覆盖了从设计理论、计算分析到技术方案对比的全过程;该著作的第二大特点是理论与实践相结合,该书引用了当代的大量汽车发动机实际工程设计案例分析,技术工程数据翔实,正由于有了这些产品开发工程的理论积淀与实际经验,使得该著作对发动机工程设计具有极强的指导意义。

——中国工程院院士、一汽技术中心主任 李骏

作为一位在内燃机领域从事教学与科学研究30余年的工作者,欣赏并推荐本书的理由可概括为以下三点。其一是本书的主要作者爱都瓦尔多·科勒尔教授是德国著名的发动机零部件供应商KSPG的前技术总监,他长期工作在发动机结构设计与生产的第一线,由其总结及撰写的有关发动机缸体、缸盖、活塞等关键零部件的设计理论及方法,经历了产品实践的检验,并与时俱进地由传统设计提高到CAE,有很好的理论与实践相结合的指导意义和实用性。其二是国内在内燃机设计方面虽不乏相关教材和专著,但如本书这样专注在内燃机两大机构的关键零部件及其力学分析、设计和计算方法的书则凤毛麟角,本书的详细案例即是活学活用的典范。其三是这本书译成中文的起因,源自一汽技术中心主任李骏院士的推荐,更相信这位内燃机行业一线领军人物对本书的慧眼识珠。

——SAE Fellow, 同济大学教授、博导, KSPG教席首席教授 李理光

地址:北京市百万庄大街22号

邮政编码:100037

电话服务

服务咨询热线:010-88361066

读者购书热线:010-68326294

010-88379203

网络服务

机工官网:www.cmpbook.com

机工官博:weibo.com/cmp1952

金书网:www.golden-book.com

教育服务网:www.cmpedu.com

封面防伪标均为盗版

上架指导 汽车设计

ISBN 978-7-111-51646-0

策划编辑◎孙鹏 / 封面设计◎鞠杨

QQ:495025020

e-mail: spxingyang@126.com



机械工业出版社微信公众号

ISBN 978-7-111-51646-0



9 787111 516460 >

定价: 249.00元